This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.

+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.

+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.

+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`

J.-B. GIRARD

TRAITÉ PRATIQUE

DES

MACHINES MARINES MOTRICES

DES MACHINES AUXILIAIRES

DES MACHINES A PÉTROLE ET A GAZ

I

PARIS

CH. BÉRANGER EDITEUR

Library
of the
University of Wisconsin

TRAITÉ PRATIQUE

DES

MACHINES MARINES MOTRICES

DES MACHINES AUXILIAIRES

DES MACHINES A PÉTROLE ET A GAZ

TRAITÉ PRATIQUE

DES

MACHINES MARINES MOTRICES

DES MACHINES AUXILIAIRES
DES MACHINES A PÉTROLE ET A GAZ

DESCRIPTION

MONTAGE, RÉGULATION, CONDUITE, RÉPARATIONS

RÉDIGÉ CONFORMÉMENT AUX PROGRAMMES

A l'usage des Mécaniciens de la Marine militaire à ceux de la Marine du commerce

AVEC LES PLANCHES

DES

Nouveaux types de machines motrices et auxiliaires et des machines à pétrole et à gaz

PAR

J.-B. GIRARD

Mécanicien-Inspecteur de la Marine,
Officier de la Légion d'honneur et de l'Instruction publique,
Ancien élève de l'Ecole nationale des Arts et Métiers de Châlons-sur-Marne (52-55),
Ancien professeur à l'Ecole des mécaniciens de Toulon.

TOME PREMIER

PARIS

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE, CH. BÉRANGER, ÉDITEUR

SUCCESSEUR DE BAUDRY ET Cie

15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15

MAISON A LIÈGE, 21, RUE DE LA RÉGENCE

1901

64482
12 1902
TF
144
1
696 1506

PRÉFACE

Ce nouvel ouvrage pratique sur les machines à vapeur marines et industrielles est la suite toute naturelle du *Guide des chaudières*, il est conçu dans le même ordre d'idées, les organes y sont décrits successivement dans tous leurs détails, ainsi que leur montage et le réglage de leurs articulations. Ce cours pratique des machines marines et industrielles se composera de deux volumes : le premier comprendra la description complète et par ordre de tous les organes qui constituent l'ensemble des différents types de machines actuellement en usage dans la marine, leur montage, leur régulation et les propulseurs ; le second volume sera réservé à la conduite, à l'entretien, aux réparations que l'on peut exécuter aux machines motrices et auxiliaires par les moyens du bord ; aux mesures à prendre en cas d'avaries dans certains organes. Un chapitre spécial est réservé aux moteurs à pétrole et à gaz aux servo-moteurs et aux appareils de chargement. J'ose espérer que ce nouveau manuel sur les différentes machines motrices et auxiliaires, trouvera auprès de MM. les Mécaniciens de la flotte un bienveillant accueil qui sera pour moi le plus précieux souvenir et la plus grande satisfaction qu'aura pu me procurer ma carrière dans la marine.

GIRARD,
Mécanicien inspecteur de la marine
en retraite.

MACHINES A VAPEUR

MARINES

CHAPITRE PREMIER

DESCRIPTION DES MACHINES

DÉFINITION D'UNE MACHINE

D. — Qu'est-ce qu'une machine à vapeur ?

R. — On appelle machine à vapeur des appareils qui, munis de certains organes convenablement agencés entre eux et animés de mouvements et de vitesses convenables, transforment à l'aide d'outils ou de propulseurs, le travail disponible de l'agent moteur, en besogne industrielle ou en locomotion des bâtiments.

Cet agent moteur peut être de la vapeur d'eau, du gaz d'éclairage, des vapeurs de pétrole mélangées à l'air et constituant un mélange détonnant, ou de l'eau et enfin l'électricité.

Ce travail moteur disponible se transmet dans les ateliers, soit directement, soit par l'intermédiaire d'une série d'arbres sur lesquels sont fixées des poulies qui, à l'aide de courroies, actionnent les machines outils en leur donnant à chacune la part du travail moteur qui leur est nécessaire.

Les machines marines transmettent leur travail disponible à l'arbre moteur, aux arbres intermédiaires et enfin à l'arbre sur lequel sont fixés les propulseurs hélices ou roues. Ces arbres animés d'un mouvement circulaire continu, possèdent un certain effort de puissance qui leur a été communiqué par la bielle motrice. Leur mouvement et leur effort sont transmis aux propulseurs qui les transforment en locomotion des bâtiments.

D. — Que comprend un appareil à vapeur complet ?

R. — Un appareil à vapeur complet pour la navigation comprend :

1° L'appareil évaporatrice complet;

2° La machine proprement dite ou appareil moteur;

3° Les propulseurs, hélices ou roues et turbine ;

4° Les machines dites auxiliaires indispensables aux appareils moteurs afin de les débarrasser de toutes fonctions étrangères à la propulsion ; les chaudières doivent donc être calculées pour fournir assez de vapeur aux différents appareils auxiliaires et aux appareils moteurs. La turbine est employée sur des torpilleurs en Angleterre, mais son application n'a pas encore été faite en France.

Depuis quelques années les moteurs à gaz et à pétrole d'une certaine puissance sont en usage dans la marine sur les vedettes. Ces moteurs sont employés avec un très grand succès dans plusieurs genres d'industrie. Ces moteurs sont dits à quatre temps : c'est-à-dire que le piston de chaque cylindre n'agit que pendant une course sur quatre ; donc quatre cylindres accouplés sur le même arbre ne forment en somme qu'une machine à simple effet.

Premier temps. — Aspiration de l'air et de la vapeur de pétrole ou du gaz pendant la descente de chaque piston.

Deuxième temps. — Compression du mélange gazeux pour la montée de chaque piston.

Troisième temps. — Inflammation et explosion du mélange. C'est la période utile pendant la course descendante du piston.

Quatrième temps. — Évacuation des gaz à l'air libre.

CLASSIFICATION DES MACHINES MARINES

D. — Comment classe-t-on les machines appropriées à la navigation ?

R. — Les machines appropriées à la navigation sont classées de la manière suivante :

1° Au point des propulseurs : elles sont, soit à hélices, soit à roues ;

2° Au point de la pression à laquelle elles fonctionnent :

1° Elles sont à basse pression lorsque la pression absolue aux chaudières ne dépasse pas $2^{kg},500$ par centimètre carré ;

2° Elles sont à moyenne pression lorsque celle-ci atteint $3^{kg},500$ par centimètre carré.

3° Elles sont à haute pression lorsque cette pression absolue atteint dans les chaudières 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12 et 17 kilogrammes par centimètre carré ; cette dernière pression est celle qui est fournie par les chaudières multitubulaires type Belleville, Normand, Dutemple, etc.

Cette pression absolue ne dépasse guère 11 kilogrammes avec les chaudières tubulaires cylindriques à flammes directes à foyers

ondulés. C'est à cette dernière pression que les chaudières du contre-torpilleur le *Fleurus* ont éprouvé des déformations dans leurs foyers, avec une consommation de 250 à 270 kilogrammes de charbon par m² de surface de chauffe. Dans un essai de recette à toute puissance de ce bâtiment, les collerettes de liaison des foyers avec la plaque de tête avant de la chambre de combustion, ne formaient plus un joint étanche, la surchauffe des foyers, résultant d'une trop grande production de vapeur par m² de grille et de chauffe, et d'une circulation insuffisante de l'eau; par cette circulation insuffisante de l'eau provenant du peu d'espace libre entre les foyers et les enveloppes, la vapeur s'accumulait dans ces endroits, et comme elle est mauvaise conductrice de la chaleur, la température du métal ne faisait qu'augmenter, et sa résistance à la déformation, diminuer dans le même rapport. A la suite de cet essai, les chaudières étant hors d'état de pouvoir être soumises à un nouvel essai, on ne chercha pas à les réparer, et il fut décidé par la commission qu'un nouveau type de chaudières serait embarqué sur cet aviso. Il est à remarquer que l'on essaya trois types avant d'adopter celui qui satisferait relativement le mieux, pour permettre de développer la puissance prévue par la machine. Avec les chaudières multitubulaires système *Belleville-Niclause* et *Dutemple-Normand*, la pression peut être portée sans inconvénient à 17 kilogrammes et sans aucune crainte d'accidents de la part de cette pression élevée; ces chaudières n'étant pas rigides dans leur ensemble, la dilatation des divers éléments de leur construction est donc sans effet; aussi deviennent-elles les seuls types généralement employés, et réunissant les qualités de haute pression et de sécurité, qui permettent l'emploi des machines puissantes à quatre cylindres disposés en cascade, et présentant ce maximum de puissance sous le plus petit volume et la plus grande économie du combustible. Ces chaudières comme nous l'avons déjà mentionné dans le guide des chaudières, n'ayant ni réservoir d'eau, ni réservoir de vapeur, ont besoin d'un réservoir de vapeur indépendant, servant de purge d'abord, et muni d'un détendeur de pression produisant une pression constante à l'arrivée aux machines et pouvant être réglée à volonté. Si la pression maximum aux chaudières est de 17 kilogrammes on règle le régulateur à 10 et 12 kilogrammes afin d'avoir une marge suffisante entre la pression des chaudières, et celle admise dans la machine, pouvant corriger les irrégularités de la chauffe et assurer une pression constante de fonctionnement aux machines qui conservent alors une vitesse également constante.

3° Au point de vue de l'introduction de la vapeur dans les cylindres admetteurs, et de son mode d'emploi dans les cylindres dits détenteurs, munis ou nom d'organes spéciaux pour la détente de la vapeur.

Les machines au point de vue de l'introduction de la vapeur sont donc à simple ou à double effet :

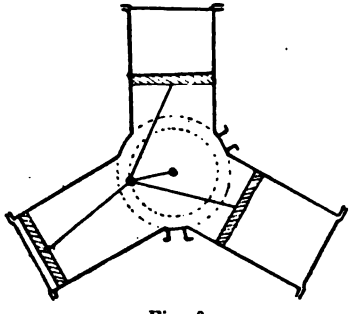


Fig. 0.

Cy C'y C"y, cylindres venus de fonte avec la boîte tambour T dans laquelle tournent les manivelles communes M.
BB'B", bielles articulées sur les pistons et la manivelle M.
Nota. — Les bielles sont sur un même plan perpendiculaire à l'arbre A.
p p' p", pistons moteurs à simple effet.
A, arbre moteur.
Ev, évacuation de la vapeur.

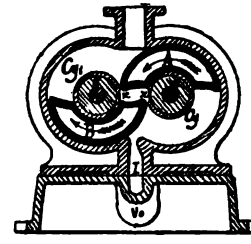


Fig. 0'.

A et B, cames sur lesquelles agit la vapeur.
a et *b*, arbres sur lesquels sont fixés les cames ; ces arbres sont reliés par des engrenages.
Cy, et Cy, cylindres dans lesquels tournent les cames.
I, arrivée de la vapeur.
E, évacuation.

1° Simple effet, lorsque la vapeur n'agit sur le piston pour un

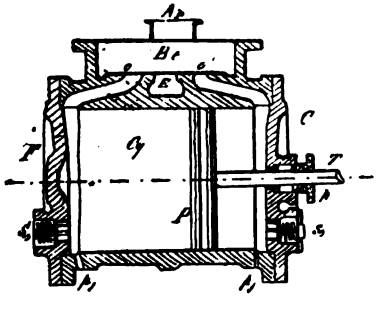


Fig. 1. — Vue 1.

Cy, cylindre.
Ar, arrivée de vapeur.
Bt, boîte à tiroir.
oo', orifices d'introduction.
E, orifice commun d'évacuation.
P, piston.
Ss, soupapes de sûreté.

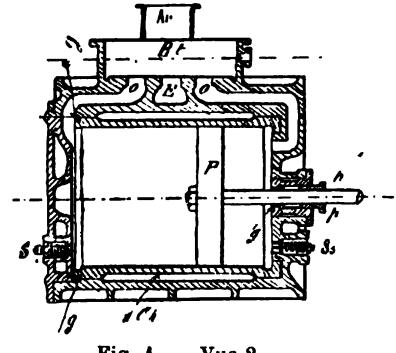


Fig. 1. — Vue 2.

pj, orifices des purges du cylindre.
pj, presse-étoupe de la tige du piston.
T, tige du piston.
g, garniture en cuivre rouge de la chemise.
Ch, chemise du cylindre.
To, passage de la tige du tiroir.

tour complet, composé d'une course montante et d'une course

descendante, que pendant une course, la course montante, tel est le cas des machines Brothersood à trois cylindres dont les axes représentent les trois bissectrices d'un triangle équilatéral, en faisant entre eux des angles de 120°. Ces machines représentées par le schéma 0 sont décrites dans le chapitre relatif aux machines complètes.

Elles sont à introduction continue dans les machines à cames dites Berhens et sans turbo-moteur.

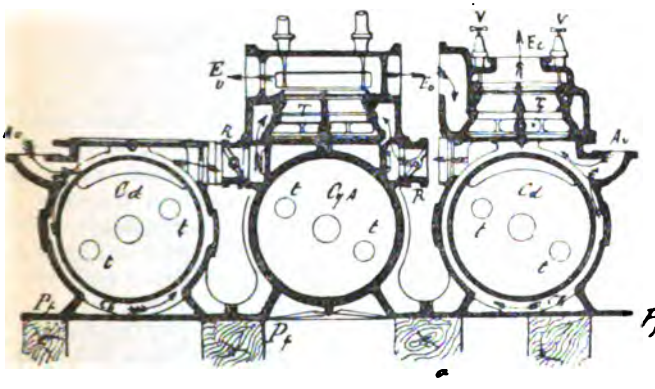


Fig. 2. — Ces cylindres ont même diamètre et même course. (Machine *Trident, Colbert*, cuirassés de 1er rang, avec introduction dans le cylindre milieu et évacuation dans les deux extrêmes.)

Av, **Ar**, arrivée de la vapeur des chaudières ; entoure les cylindres extrêmes avant son entrée dans la boite à tiroir de l'admetteur.
Ca, cylindre admetteur.
Cd, *Cd*, cylindre détendeur.
Ta, tiroir de l'admetteur avec compensateur.
Td, tiroir des détendeurs.
Ev, **Ev**, évacuation de l'admetteur dans les boites à tiroirs des détendeurs.
Ch, *Ch*, chemises des détendeurs où circule la vapeur d'arrivée.
R, R, registres régulateurs de vapeur à l'admetteur.
Ec, évacuation des détendeurs aux condenseurs.
VV, vis de pression des compensateurs.
P*f*, plaque de fondation.

2° Elles sont à double effet et à introduction directe lorsque la vapeur arrivant des chaudières dans la boîte à tiroir, elle est distribuée dans les cylindres par les tiroirs sur chacune des faces du piston pendant chaque course montante et chaque course descendante pour un tour de l'arbre moteur. La durée de cette introduction par rapport à la course du piston est réglée d'une part, soit par un organe spécial dit de détente et indépendant du tiroir, soit par le tiroir. Nous verrons plus loin de quelle façon cette durée de période d'introduction et d'évacuation de la vapeur peuvent être réglées par ces organes.

Elles sont à double effet et à introduction dite au Woolf, lorsque la vapeur arrivant des chaudières se rend d'abord soit dans la

boîte de détente s'il y en a une, soit directement dans la boîte à tiroir s'il n'y a pas d'organe de détente, et est distribuée dans le cylindre admetteur, dans les conditions de la régulation admise ; et après avoir fait un effet utile elle se rend dans les boîtes à tiroir des cylindres détendeurs dans lesquels elle distribue également par les tiroirs. La régulation de ces derniers organes peut varier avec celui de l'admetteur ; ainsi du premier cylindre, la vapeur se rend successivement dans chacun des autres dits détendeurs ; ces derniers peuvent avoir le même diamètre, la même course que le premier cylindre dit admetteur ; telle était la disposition des machines à trois cylindres des frégates cuirassées et des cuirassés (fig. 2) *Colbert*, *Trident*, *Friedland*, etc., à moyenne pression. Le cylindre admetteur peut avoir une course plus faible et un diamètre plus petit que les détendeurs ; quelques machines ont été construites dans ces conditions.

Sur certains croiseurs, à trois cylindres, la course est la même et les diamètres des deux détendeurs vont en croissant, sur d'autres à quatre cylindres, les deux derniers cylindres détendeurs ont le même diamètre, cas du *Cassini*. Dans le groupement des cylindres, le cylindre admetteur peut être placé au milieu des deux détendeurs ou sur l'avant, côté des chaudières.

Dans les machines Compound à deux cylindres (fig. 3-6) la vapeur après avoir agit dans le cylindre admetteur se rend dans un réservoir enveloppant ce cylindre pour se rendre ensuite dans la boîte à tiroir du cylindre détendeur. Ce réservoir se compose d'un volume V, augmenté du conduit B allant à la boîte à tiroir du détendeur, et du volume de cette boîte à tiroir. Dans les machines Wolf, les cylindres détendeurs sont établis de telle façon que toute la vapeur introduite pendant un tour dans le cylindre admetteur puisse complètement passer dans le ou les cylindres détendeurs ; sans cette considération, ce système de machine ne pourrait pas fonctionner.

CLASSEMENT DES MACHINES WOOLF

Les machines Woolf peuvent être classées en deux catégories distinctes d'après le calage de leurs manivelles. La première catégorie comprend un cylindre admetteur et un système détendeur dont leurs pistons, par leur conjugaison arrivent en même temps à leurs points morts soit de même nom, soit de nom contraire. Les machines de cette première catégorie sont dites machines à points morts concordants (elles comprennent deux ou trois paires de cylindres). La deuxième catégorie comprend les machines à un admetteur et un ou plusieurs cylindres détendeurs conjugués

de telle façon à ce que leurs pistons n'arrivent pas à leur point mort de même nom en même temps : elles sont désignées sous le nom de machines à points morts discordants ou Compounds (fig. 6).

Dans la marine, les seuls types de machines Woolf employés, sont ceux à points morts communs, et les types à points morts discordants, présentant chacun plusieurs variétés par le nombre de leurs cylindres et leurs dimensions différentes, par le groupement de ces derniers et par le calage de leurs manivelles.

PREMIÈRE CATÉGORIE

Premier type, à deux paires de cylindres verticaux et à points communs par paire (type *Hirondelle* à haute pression) et calées à 90°.

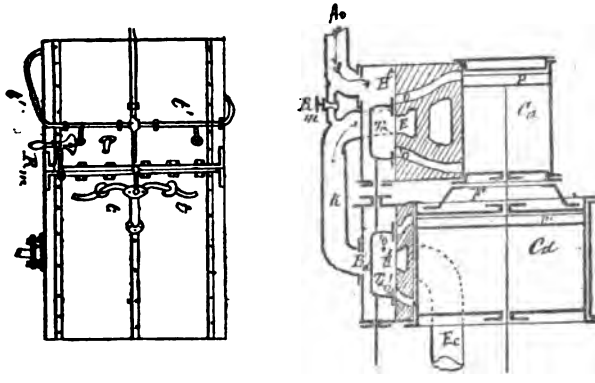


Fig. 3.

Ar, arrivée de la vapeur dans la boîte à tiroir du cylindre admetteur.
Ca, cylindre admetteur.
Cd, cylindre détendeur.
Rm, soupape additionnelle envoyant de la vapeur dans la boîte à tiroir du détendeur.
oo, orifices d'introduction de l'admetteur.
E et E', orifices d'évacuation de l'admetteur et du détendeur.
Ta, tiroir de l'admetteur.
Td, tiroir du détendeur.
Ba, boîte à tiroir de l'admetteur.
Bd, boîte à tiroir du détendeur.
o'o', orifices d'introduction du détendeur.
P, P', piston de l'admetteur et du détendeur.
F, cône de fonction des deux cylindres.
tt t't', tuyaux réchauffeurs des fonds.
K, tuyau de communication des boîtes à tiroirs.
Ec, tuyau d'évacuation au condenseur.

Cette machine est donc composée de deux paires de cylindres verticaux, les pistons du cylindre admetteur et du cylindre sont montés sur la même tige ; et les deux paires de cylindres qui constituent l'ensemble de la machine ont leurs manivelles calées à 90° (c'est-à-dire dans le cas des machines ordinaires). Comme il

arrivera fréquemment dans la description de parler des points morts, disons de suite que l'on désigne sous le nom de point mort haut, le point mort situé du côté des tiges du piston et le plus près de l'arbre moteur ; et que le point bas est situé du côté du fond du cylindre et est le plus éloigné de l'arbre moteur. Cette convention admise ne semblerait avoir sa raison d'être que pour les machines

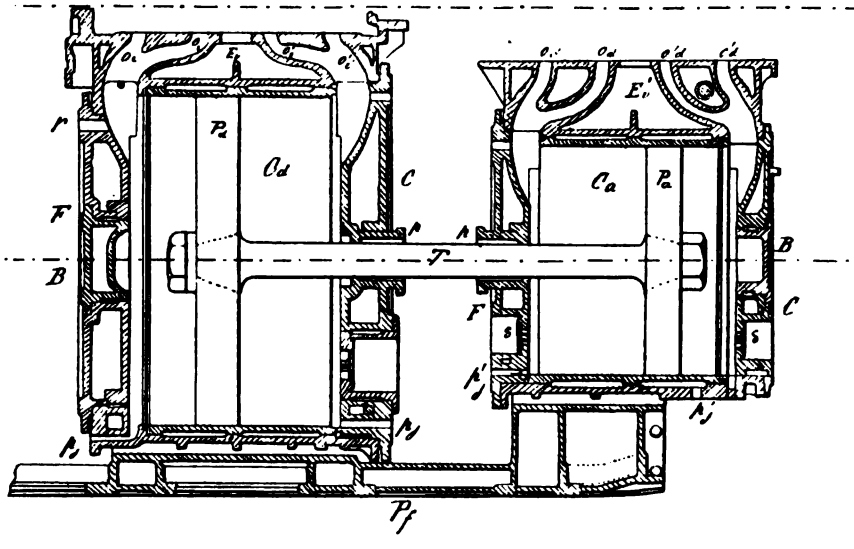


Fig. 4.

Ca, cylindre admetteur.
Cd, cylindre détendeur.
FF, fonds des cylindres.
CC, couvercles des cylindres.
oo, orifices d'introduction haut } admetteurs.
o'o', orifices d'introduction bas }
Ev, orifices d'évacuation.
o'o' o',o', orifices d'introduction, cylindre détendeur.
E', orifice d'évacuation, cylindre détendeur.
Ch, chemise de l'admetteur.
Cp, purge des chemises ou enveloppes.
Bf, plaque de fondation.
pp, réchauffeurs des couvercles et fonds.

horizontales ; car pour les machines verticales elle a l'air d'un contresens : en effet, les pistons étant à leur extrémité haute, on devrait les appeler points morts hauts.

Deuxième type à trois paires de cylindres horizontaux, employé également sur le *Duquesne* et le *Duguay-Trouin*.

L'appareil moteur du *Duguay-Trouin* se compose de trois paires de cylindres bout à bout, l'admetteur et le détendeur montés sur la même tige, chaque admetteur est muni d'un appareil de détente ; les trois manivelles sont calées à 120°.

Troisième type à quatre paires de cylindres horizontaux bout à

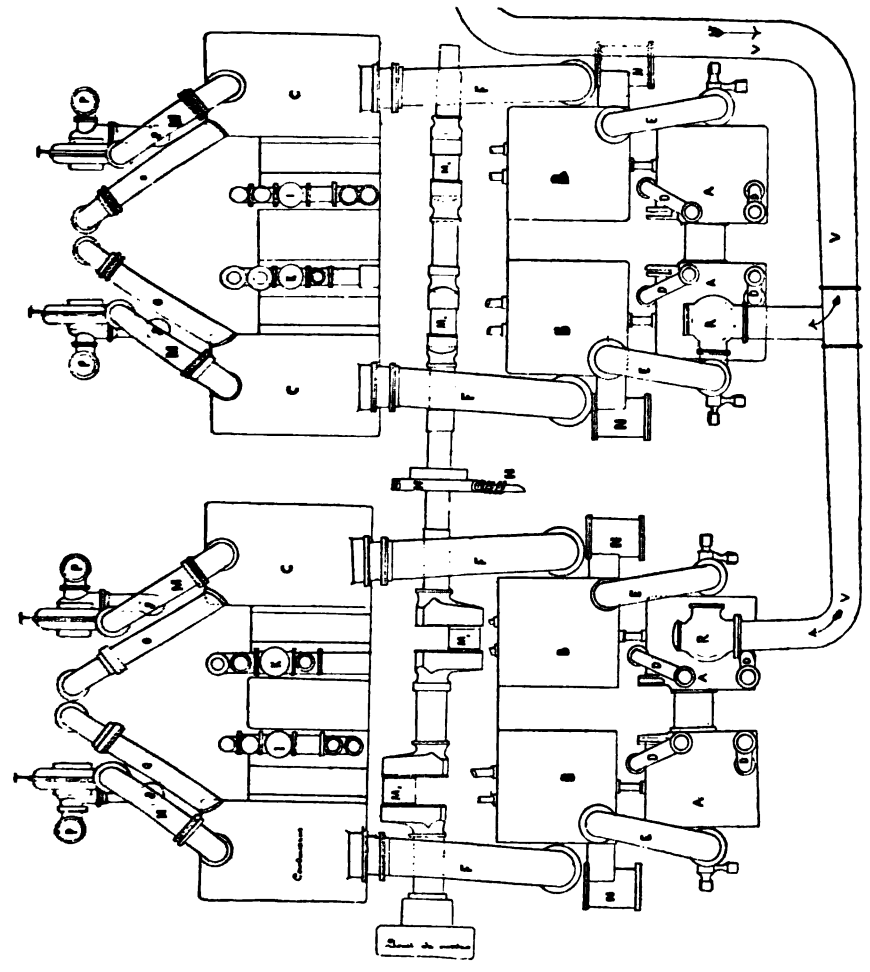


Fig. 5 (*Tourville*).

A, tiroirs des cylindres admetteurs.
B, tiroirs des détendeurs.
C, condenseurs.
E, évacuation des cylindres admetteurs.
F, évacuation des détendeurs aux condenseurs.
D, soupapes de suspension de détente.
G, refoulement des turbines à la mer.
H, vireur.
I, pompes de cale.
K, pompes alimentaires.
M, refoulement des turbines aux condenseurs.
N, mise en train à vapeur.
P, prises d'eau des turbines à la cale.
S, prises d'eau à la mer.
R, registre de vapeur.
T, turbines de circulation.
V, tuyau d'arrivée de vapeur.
Ma, arbre moteur ou à manivelles.

bout à moyenne pression, admetteur et détendeur montés sur la même tige. L'appareil complet se compose donc de deux machines dont les arbres sont reliés par des tourteaux et chaque machine comprend deux paires de cylindres dont les manivelles sont calées à 180° et les deux groupes de machines également calés à 90°. L'ensemble du groupement des quatre manivelles forme un quadrant ainsi qu'il est représenté par la figure 5 *bis*. Les manivelles de chaque groupe arrivent donc aux points morts opposés en même temps, ou en d'autres termes le calage des quatre manivelles correspond aux quatre extrémités de deux diamètres perpendiculaires. Cette machine est à moyenne pression d'une puissance de 6 000 chevaux ; elle était lourde et encombrante, d'un entretien difficile par suite des difficultés de démontage. On devait la transformer en machine à haute pression comme celle du *Duguay-Trouin*, mais les dépenses ont fait renoncer à cette transformation.

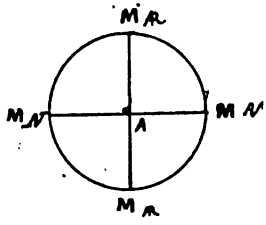


Fig. 5 *bis*.

DEUXIÈME CATÉGORIE

MACHINES WOOLF A POINTS MORTS DISCORDANTS

Cette deuxième catégorie présente plusieurs variétés de types, selon la disposition de leurs cylindres et leur groupement. Le premier type qui a été employé dans la marine est à deux cylindres horizontaux placés côte à côte et leurs manivelles calées à 90° et à bielles en retour, à haute pression et à condensation par surface.

La puissance de ces machines construites par M. Claparède était de 175 chevaux nominaux de 300 kilogrammes ; l'usine d'Indret en construisit d'autres après. Le cylindre admetteur Co dans ce type est enveloppé d'un réservoir V dont le volume est augmenté du conduit B de ce réservoir à la boîte à tiroir du cylindre détendeur et du volume libre de cette boîte. Dans les anciens cuirassés, le volume de vapeur était formé par les conduits partant de l'admetteur aux cylindres détendeurs et par les espaces libres de leurs boîtes à tiroir. En principe, les cylindres des machines Woolf, ont été établis de telle façon que toute la vapeur introduite dans le cylindre admetteur pendant un tour, puisse passer complètement dans le ou les cylindres détendeurs pendant la même période, sans cette considération, ce genre de machines ne pourrait pas fonctionner. Dans le type qui nous occupe actuellement,

on remarque que le cylindre admetteur est en grande partie enveloppé par le cylindre réservoir V, que de plus les cylindres admetteurs et détendeurs sont munis de chemises réchauffantes C*h*. dont la vapeur est fournie par une tubulure V*h*. La vapeur s'évacuant de l'admetteur est donc en dépôt dans le réservoir V, en attendant sa distribution dans le cylindre détendeur, de cette façon la contre-pression sur le tiroir et sur le piston de l'admetteur est bien diminuée; mais souvent elle est suffisante au moment

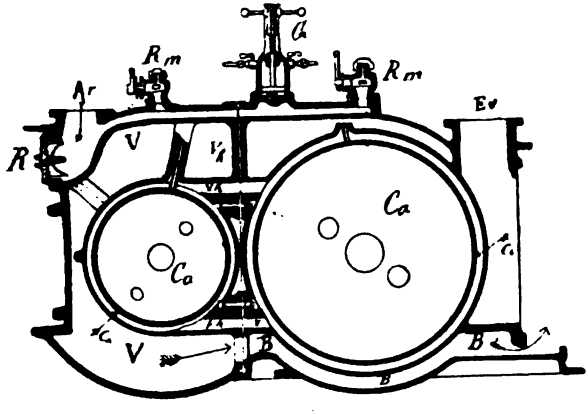


Fig. 6.

Ar, arrivée de la vapeur.
R, registre régulateur.
Ta, boîte à tiroir de l'admetteur.
Ca, cylindre admetteur.
Cd, cylindre détendeur.
V, volume de vapeur s'échappant du cylindre admetteur Co.
B, conduit enveloppe communiquant de l'admetteur à la boîte à tiroir T*d* du détendeur C*d*.
R*m* R*m*, robinets de manœuvre pour la mise en marche de départ.
Ev, tuyau d'évolution au condenseur.
tt, *t*. *t*,, tiges des pistons.
G, robinet graisseur muni de plusieurs tubulures.

de la mise en marche de la machine, pour décoller le tiroir de l'admetteur, et si le tiroir du détendeur, par sa régulation n'est pas encore ouvert, de créer des difficultés pour obtenir le départ; il y a donc à observer cette position difficultueuse et à prendre des mesures en conséquence : déterminer le vide au condenseur; c'est un tour de main à suivre. Mais pour rendre cette manœuvre plus sûre, on a établi des robinets supplémentaires d'introduction directe de vapeur sur les pistons en tenant compte de la position des manivelles de chaque piston. Par ce moyen et par une manœuvre judicieuse de ces robinets, on peut donc agir sur chaque piston sur la face convenable et produire le premier déplacement de la machine. Après ce point de départ les tiroirs

prennent leurs fonctions naturelles et le mouvement continue. Ces robinets de mise en marche portent sur un cadran les indications : haut vapeur et bas vapeur. Dans les détails de construction de ces machines tous les organes de distribution de la vapeur feront l'objet d'une description complète.

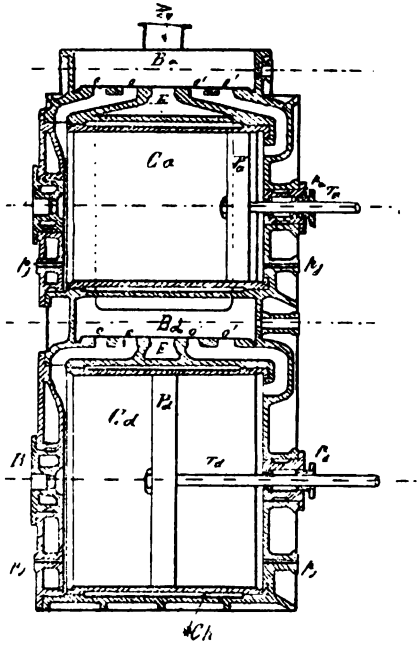


Fig. 7.

Av, arrivée de la vapeur dans la boîte à tiroir de l'admetteur.
Ba, boîte à tiroir de l'admetteur.
oo-o o', orifices doubles d'introduction.
F, orifice d'évacuation dans la boîte à tiroir B*d* du détendeur.
o', *o'*, *o*, *o*, orifices d'introduction du détendeur.
E', orifices d'évacuation au condenseur.
Pa, Pa, pistons de l'admetteur et du détendeur.
Ca, C*d*, cylindres de l'admetteur et du détendeur.
Ta, T*d*, tiges des pistons admetteur et détendeur.
pj, *p'j*, purges de l'admetteur et du détendeur.
pa, *pd*, presse-étoupe de l'admetteur et du détendeur.
C*h* C'*h*, chemises de l'admetteur et du détendeur.

Les cylindres qui sont côte à côte peuvent être horizontaux (fig. 6 et 7).

Ils peuvent être verticaux à deux, à trois et quatre cylindres et différemment associés (fig. 8). Machines verticales à deux cylindres employées sur les petits transports, type Vienne et (fig. 9) sur les canonnières, type Chacal. Machines verticales à trois cylindres, cylindres côte à côte, le cylindre admetteur au milieu, la course étant la même, les deux détendeurs ayant le même diamètre (fig. 9). Détente et introduction réglées par des secteurs.

Comme il est indiqué par le schéma de la figure 11 les manivelles extrêmes sont collées à 90° et celle du milieu de l'admetteur à 135°, c'est-à-dire sur le prolongement de la bissectrice de l'angle de 90° des deux manivelles extrêmes.

(Fig. 12.) Dans une autre disposition, le cylindre admetteur peut être placé sur l'avant de la machine et les détendeurs à la suite de ces derniers ayant le même diamètre et la même course pour tous les trois. Cette disposition est celle de certains torpilleurs.

Les manivelles sont également collées à 90° machines extrêmes et à 135° pour la machine milieu.

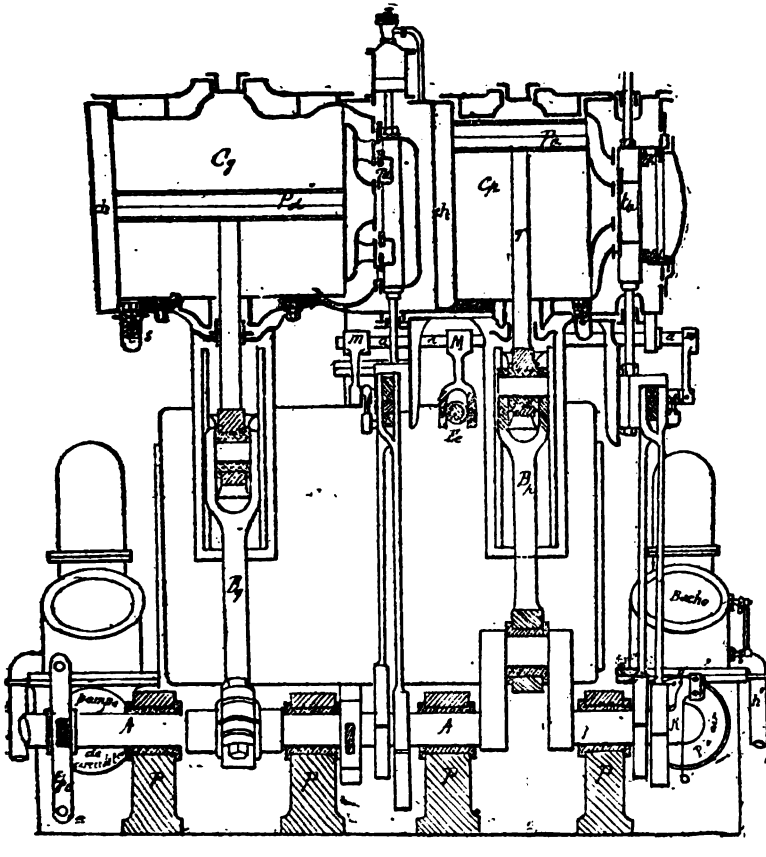


Fig. 8.

Cp, petit cylindre admetteur, Ch, chemise des cylindres.
Cg, grand cylindre détendeur.
Pa, piston du cylindre admetteur.
Pd, piston du cylindre du détendeur.
Ta, tiroir du cylindre admetteur.
Td, tiroir du cylindre détendeur.
Pe, piston compensateur du poids du tiroir détendeur.
M, manivelle de relevage de l'arbre et des secteurs Stephenson.
SS, soupapes de purge des cylindres.
Bp, bielles motrices.
E, écrou dans lequel s'engage la vis du volant de manœuvre des secteurs.

(Fig. 13.) Sur les croiseurs cuirassés, les cylindres peuvent être soit horizontaux ou légèrement inclinés, soit verticaux, le

cylindre admetteur peut encore être placé à l'avant de la machine, et les détendeurs à la suite avec des diamètres croissants.

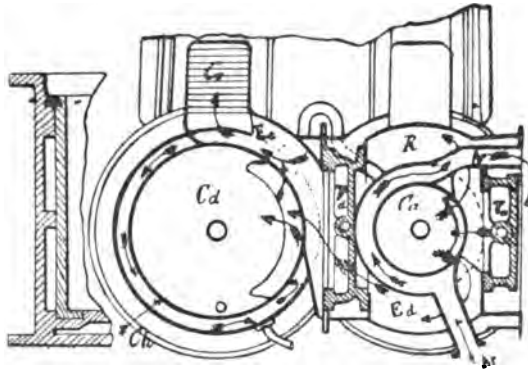


Fig. 9. — Cylindres et dispositions des canonnières, 2 cylindres manivelles à 90°, type *Chacal-vertical.*

Ca, cylindre admetteur.
Cd, cylindre détendeur.
Ch, chemise réchauffante de l'admetteur.
Ar, Ar, arrivée de vapeur circulant dans la chemise Ch.
R, réservoir enveloppe du cylindre admetteur.
Ch, chemise du cylindre détendeur.
tv, tuyau réchauffeur de la chemise Ch, du détendeur.
Ta, tiroir admetteur.
Td, tiroir du détendeur.
Bo.Bd, boite à tiroir de l'admetteur et du détendeur.
Co, condenseur.

Même calage des manivelles.

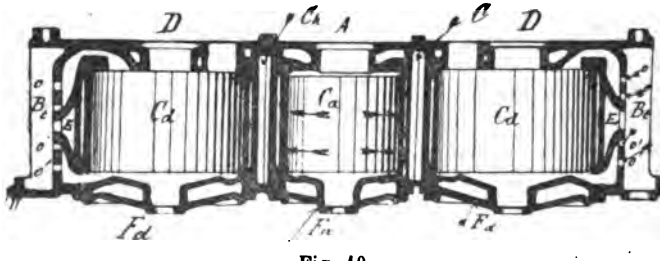


Fig. 10.

Ca, cylindre admetteur.
Cd Cd, cylindres détendeurs AV et AR.
Bt, Bt, boites à tiroirs de ces cylindres.
Ch, chemises des cylindres.
Fa, Fa, Fd, couvercles des cylindres.
oo,o'o', orifices d'introduction de vapeur des détendeurs (le tiroir de l'admetteur étant de face).
E, E, orifices d'évacuation.

Les différentes dispositions adoptées sont représentées par les planches relatives aux différents types des machines.

CLASSIFICATION DES MACHINES AU POINT DE VUE DE LA POSITION DES CYLINDRES ET DE LEUR GROUPEMENT

Ils peuvent être horizontaux, petit et grand pistons montés sur la même tige et à trois ou quatre paires de cylindres placés côte à côte, tels sont les types des *Duquesne*, des *Tourville*. Dans les différentes planches représentant les principaux types des machines employées dans la marine, on se rendra un compte exact des dispositions qui ont été prises; ainsi les croiseurs *Troude*, *Cosmao*, ont le petit et grand cylindre côte à côte légèrement inclinés en dessous de l'horizontale afin de donner un plus grand diamètre à l'hélice; sur les *La Touche-Tréville*, où les cylindres sont placés en cascade, la même disposition a été prise pour les trois cylindres. Les cylindres des anciens cuirassés avaient le même diamètre et la même course, ils étaient placés côte à côte, montés sur la même plaque de fondation, avec arrivée de vapeur autour des cylindres extrêmes, et introduction directe dans l'admetteur placé au milieu. Ce courant de vapeur amenait souvent des corps étrangers contenus dans ces chemi-

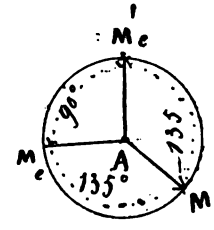


Fig. 11. — Calage des manivelles.

Me, M'e, manivelles des cylindres extrêmes calées à 90°.
Mi, manivelle milieu sur le prolongement de la bissectrice de l'angle 90° des manivelles extrêmes faisant un angle de 135°.

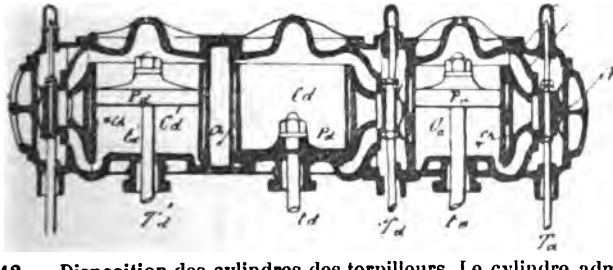


Fig. 12. — Disposition des cylindres des torpilleurs. Le cylindre admetteur à l'avant.

Ca, cylindre admetteur.
Cd, Cd, cylindre détendeur d'un diamètre plus grand que l'admetteur.
Pa, piston de l'admetteur.
Pd, cylindres des détendeurs.
ta, tige de piston de l'admetteur.
td, t'd, tiges des pistons des détendeurs.
R, ressort appuyant le tiroir admetteur sur la glace du cylindre.

nées à la suite de la coulée; l'oxydation était continue; les dépôts graisseux, terreux, s'y accumulaient pour s'en détacher ensuite;

la visite de ces conduits étaient assez difficile ; aussi les inconvénients signalés ne pouvaient pas être écartés.

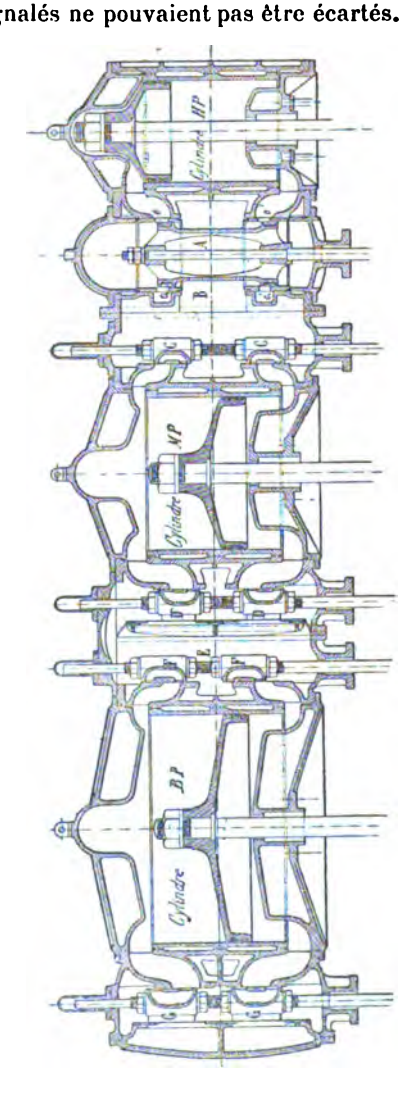


Fig. 13.

Ils peuvent être verticaux, système coumpound, placés côte à côte ; tel est le type de quelques petits transports et de quelques

canonnières et des premiers torpilleurs ; mais ce type est généralement celui des transports et avisos-transports.

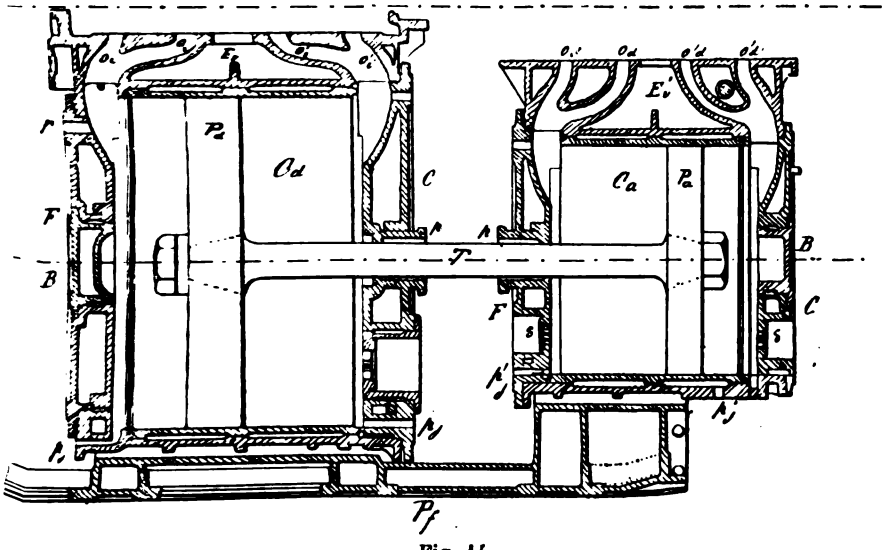


Fig. 14.

Ils peuvent être verticaux, à trois cylindres, de même diamètre

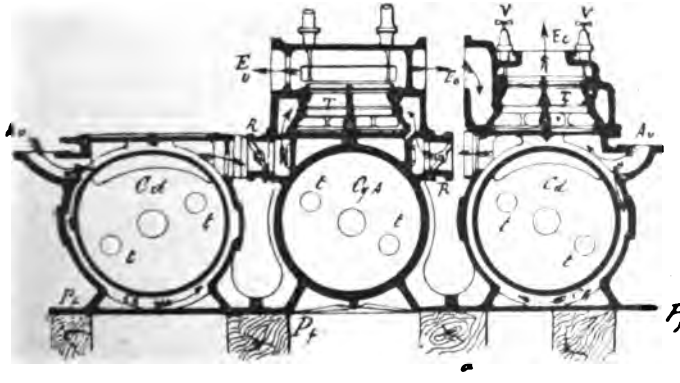


Fig. 15.

et de même course (fig. 17) ou de même course et l'admetteur placé au milieu avoir un diamètre plus petit (fig. 18). Cette dis-

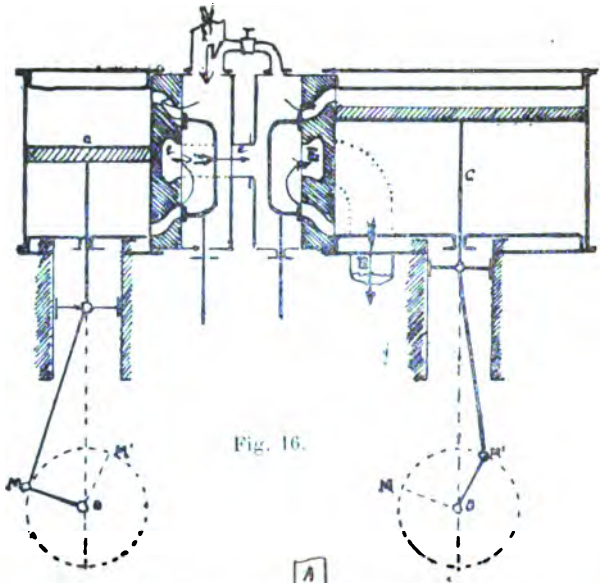


Fig. 16.

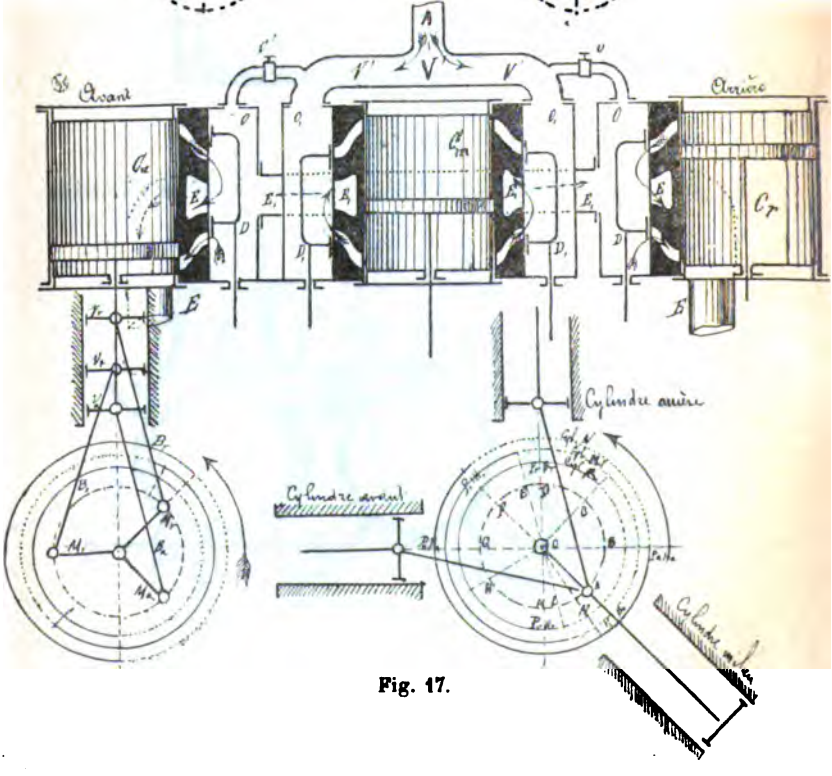


Fig. 17.

position est celle de plusieurs cuirassés et des grands transports de Cochinchine.

Les cylindres peuvent être verticaux et superposés comme il est indiqué par la figure 19. Cette disposition n'est guère répandue dans la marine militaire. *L'Hirondelle* est le seul bâtiment qui la

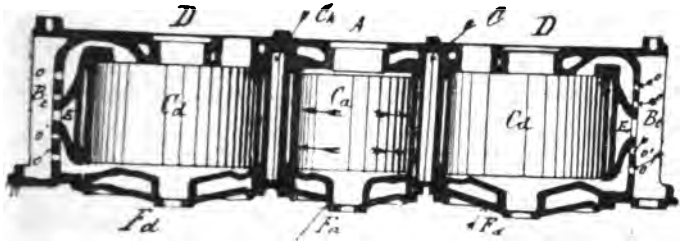


Fig. 18.

possède ; elle tient moins de place dans le sens de la longueur, mais pour un navire de guerre elle est trop haute ; les pistons sont montés sur la même tige, et il y a deux paires de cylindres côte à côte.

Dans les machines oscillantes composées généralement de deux cylindres, la pompe à air commune aux deux machines dont les manivelles sont calées à 90°, est placée au milieu des deux cylindres, une troisième manivelle la conduit.

CLASSEMENT DES MACHINES AU POINT DE VUE DU MODE DE TRANSMISSION DU MOUVEMENT DU PISTON A L'ARBRE MOTEUR

Au point de vue de la transmission du mouvement du piston à l'arbre moteur, elles sont classées de la manière suivante :

1° En machine à bielle directe ;

2° En machine à bielle en retour.

1° *En machine à bielle directe,* c'est-à-dire lorsque la bielle est articulée par son pied directement sur la tête de tige du piston ou sur un *te'* ou traverse, et par sa tête sur la manivelle de l'arbre moteur et que de ce fait la bielle motrice est située entre l'arbre moteur et le cylindre ; ces machines peuvent être verticales ou à pilon (fig. 21), ou horizontales (fig. 21 *bis*), ou à fourreau (fig. 22), ou oscillantes (fig. 20 et 22 *bis*).

Machine à fourreau.

(Fig. 23.) 2° *Elles sont dites à bielle en retour*, lorsque l'arbre moteur est situé entre le cylindre et les bielles motrices.

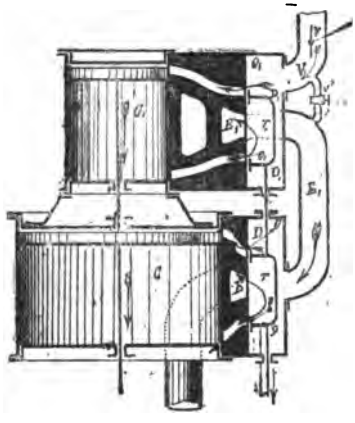


Fig. 19.

Ca, C*d*, cylindre admetteur et cylindre détendeur.
Pa, P*d*, piston admetteur et piston détendeur.
Ta, T*d*, tige commune aux deux pistons.
V, arrivée et valve de distribution de vapeur.
v', Tuyau d'introduction de vapeur dans le tuyau E, de vapeur au détendeur pour la mise en marche.
T T,, tiroir du détendeur et de l'admetteur, montés sur la même tige.
D D,, tiges des tiroirs admetteur et détendeur.

Dans cette disposition le piston P porte deux tiges *a* et *b* dont

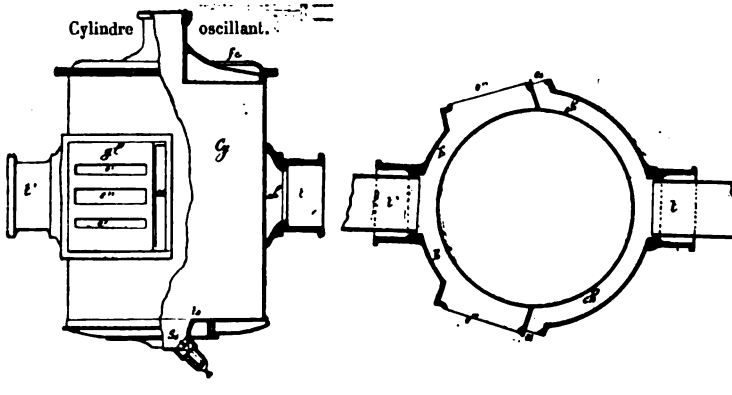


Fig. 20. — Vues 1 et 2.

C*y*, cylindre.
GG, glace du cylindre.
o'o"o, orifices d'introduction et d'évacuation.
ta, arrivée de vapeur.
ts, sortie de la vapeur.
C*h*, C*h*, chemise d'arrivée de vapeur, dans les boîtes à tiroir.
EE, chemise d'évacuation.
pp, presse-étoupe des tourillons.
S, soupape de sûreté des cylindres.

les axes sont situés sur une droite transversale passant par l'axe du cylindre; ces tiges sont reliées par une traverse *t* portant deux patins, ou un seul selon la disposition glissant dans une

glissière *gg*. Le pied de la bielle B est articulé sur le tourillon de la traverse *t* et sa tête sur le tourillon de la manivelle *m* de l'arbre moteur *a*.

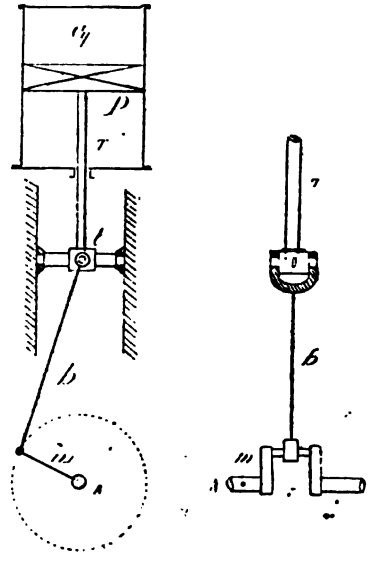


Fig. 21. — Machine à pilon.

Cy, cylindre.
P, piston.
T, tige du piston.
oo, tourillons d'articulations du pied de la bielle.
b, bielle motrice.
gg, glissière guide de la tige du piston.
A, arbre moteur.
mm, manivelles de l'arbre moteur.

La disposition des machines à bielles en retour permet de donner plus de longueur aux bielles, par conséquent de diminuer leur obliquité et leur frottement, de diminuer l'usure des glissières et des patins, d'augmenter théoriquement leur coefficient de rendement en diminuant les frottements ; mais ces

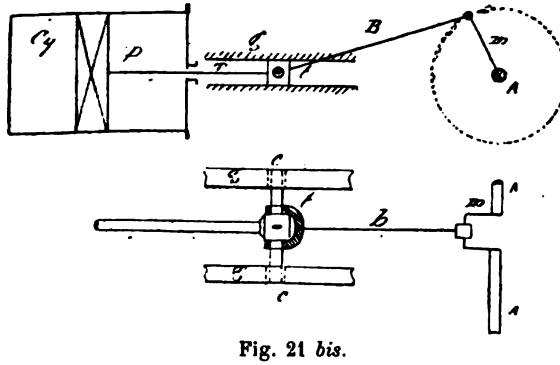


Fig. 21 *bis*.

Cy, cylindre.
P, piston.
T, tige du piston
B, bielle motrice.
A, arbre moteur.
m, manivelles.
gg, glissières.
t, tourillon du pied de bielle.
cc, coulisseaux de la glissière.

machines ont l'inconvénient d'exiger une grande place dans la

largeur du bâtiment ce qui nécessite des plaques de fondation

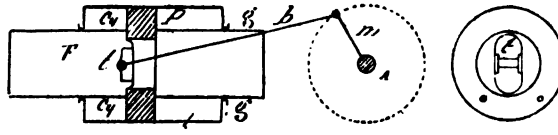


Fig. 22. — Vues 1 et 2.

Cy, cylindre.
P, piston.
F, fourreau, vue 1 et 2.
t, tourillon d'articulation de la bielle et du fourreau.
B, bielle motrice.
A, arbre moteur.
m, manivelle.

plus solides. L'ensemble de ces appareils était lourd et ne s'accommodait pas aux vitesses actuelles et leur fonctionnement au point de vue économique ne répondait pas au résultat que l'on obtient actuellement avec les machines à haute pression et à mouvement direct, soit vertical, soit horizontal.

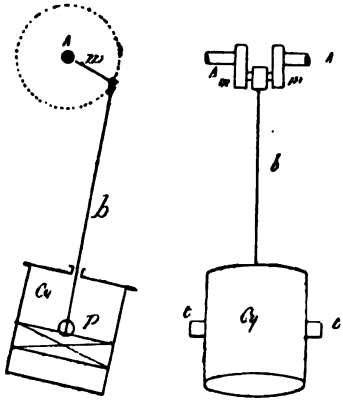


Fig. 22 *bis*. — Machine oscillante.

Cy, cylindre.
P, piston.
b, bielle motrice.
t, *t*, tourillons d'oscillation du cylindre.
A, arbre moteur, *mm*, manivelles.
b, bielle motrice.

Dans les machines à mouvement transmis indirectement, il faut encore mentionner les machines à balanciers que l'on rencontre sur quelques avisos à roues. La transmission se fait de la façon suivante. La tige T du piston est fixée à une traverse *t* sur laquelle viennent s'articuler la tête des bielles dites pendantes *bb*; le pied de ces bielles est fixé à chaque balancier B*a* en *11* oscillant autour de son centre O, à l'autre extrémité 2 de chaque balancier est articulée une menotte K, ces menottes sont réunies par une tra-

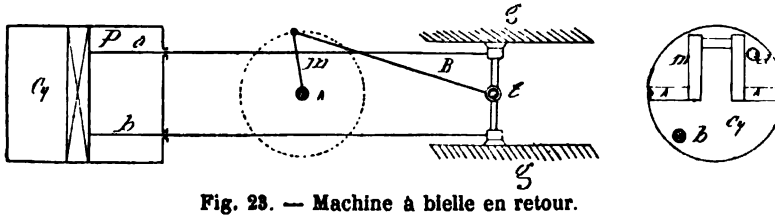


Fig. 23. — Machine à bielle en retour.

verse *t'* sur laquelle est clavetée le pied de la grande bielle B; la tête est articulée sur la manivelle *nn* de l'arbre moteur. Le piston communique le mouvement à sa tige, celle-ci à la traverse *t* aux bielles pendantes *bb*, et à l'extrémité 1,1, de chaque balancier; ceux-ci aux menottes K, et ces dernières à la bielle B et à la manivelle *m*. Pour assurer la verticalité de la tige du piston, on emploi le mécanisme articulé appelé *Parallélogramme* de Watt.

3° *Comme machine auxiliaire, de petite puissance on distingue encore les machines rotatives Behrens.* Ces machines ont leur description et leur fonctionnement décrits dans le chapitre relatif aux machines auxiliaires et leur schéma est représenté par la figure 0' p. 5.

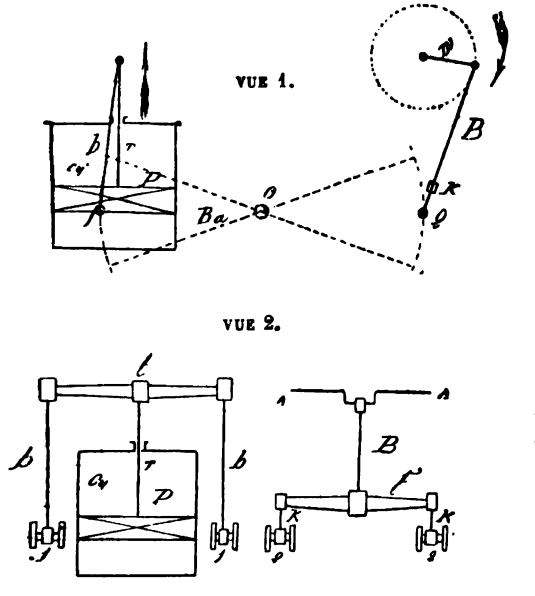


Fig. 24. — Machine à balanciers.

CLASSIFICATION DES MACHINES AU POINT DE VUE DE L'ÉVACUATION DE LA VAPEUR

1° *Elles sont à évacuation directe.* — Lorsque la vapeur après avoir fait son effet dans un cylindre ou dans un plus grand nombre,

cette vapeur s'évacue directement dans l'atmosphère, ou dans la cheminée pour activer le tirage du foyer, sans autre intermédiaire, tel est le cas des locomotives, où le cas exceptionnel de machines qui évacuant la vapeur au condenseur, auraient éprouvé des avaries, soit dans les pompes à air, soit dans les condenseurs et les tuyaux de ces derniers. Dans les machines actuelles à haute pression, pour se mettre en garde contre ce genre d'avaries on a employé des machines auxiliaires indépendantes, dont la sécurité du fonctionnement est parfaitement garantie, si l'on y apporte la surveillance indispensable. La rapidité du mouvement de ces dernières en a rendu la sécurité plus absolue et les réparations plus faciles. Ces mêmes machines au lieu d'évacuer dans l'atmosphère peuvent évacuer dans un premier cylindre, dans un deuxième, dans un troisième et quatrième ; mais alors, la pression finale étant très basse, l'évacuation ne pourrait, dans ces conditions avoir lieu dans l'atmosphère ; d'où la nécessité d'un condenseur et d'une pompe à air, ou l'emploi de plusieurs machines qui est la solution actuelle.

2° *Elles sont à condensation lorsque la vapeur après avoir fait son effet utile dans les cylindres, elle se rend dans un récipient appelé condenseur pour y être condensée et ramenée à l'état liquide.*

Cette évacuation est la seule employée dans les conditions d'établissement d'une machine à moyenne et haute pression, la température du mélange de la vapeur et de l'eau de condensation étant d'environ 35° à 45°. Cette condensation s'opère, soit par un mélange direct de la vapeur avec un poids d'eau déterminé prise à la mer dite d'injection ; moyen que l'on appelle condensation par mélange, et dans ce cas le condenseur est également dit par mélange, et la machine elle-même est dite à condensation par mélange. Ces machines, soit qu'elles aient été construites à basse pression ou non, il faudra abaisser le plus possible la température des chaudières, afin d'empêcher les incrustations qui ont lieu à une température fixe. Le deuxième mode de condensation est dit par surface ; c'est-à-dire que la vapeur qui s'évacue des cylindres au condenseur, au lieu d'être directement mélangée à l'eau dite d'injection, est mise en contact avec des surfaces tubulaires suffisamment étendues, en connaissant le coefficient de transmission de ces surfaces métalliques, par un contact avec ces surfaces, la vapeur se condense de même et la température de l'eau résultant de la condensation de la vapeur peut s'élever jusqu'à 50° qui est le degré maximum étant donné la pression de la vapeur à cette température.

Dans les condenseurs tubulaires actuels, l'eau de circulation que condense la vapeur circule dans l'intérieur des tubes ; autrefois cette eau les enveloppait et la vapeur circulait dans l'intérieur. Les surfaces réfrigérantes étaient plus grandes, mais la circulation de

l'eau devait laisser à désirer; mais le nettoyage des tubes qui sont généralement tapissés de graisse était plus facile, on pouvait le nettoyer comme ceux des chaudières ; il n'en est pas de même avec la disposition actuelle; il faut procéder à un lessivage des condenseurs ou à un démontage des tubes et quand on les compte pour cinq ou six mille, l'opération est longue ; il faut donc se trouver dans des conditions favorables par entreprendre une pareille opération.

En résumé il y a donc deux modes de condensation de la vapeur.

1° *Condensation par mélange lorsque l'eau d'injection dite de condensation est en contact direct avec la vapeur.*

Ce genre de condensation était le premier employé avec les machines à basse et à moyenne pression; mais plus tard dans les machines à moyenne pression, on lui a substitué le condenseur tubulaire par surface, le seul aujourd'hui employé à cause des hautes pressions.

2° *Condensation par surface.* — Lorsque la vapeur s'évacuant des machines se rend dans le condenseur tubulaire, enveloppe les tubes dans lesquels circule un courant d'eau froide dite eau de circulation. L'eau recueillie étant douce, ce qui permet de marcher à des pressions très élevées dans les chaudières sans crainte de dépôts salins. On la désigne sous le nom d'eau monohydrique, de l'emploi de cette eau comme eau d'alimentation, il en résulte non seulement l'économie résultant des hautes pressions par une meilleure utilisation de la vapeur, une diminution de poids dans les machines, mais l'économie produite par la suppression des extractions continue; la durée des chaudières est sensiblement augmentée. C'est donc la seule condensation possible avec les machines actuelles et les chaudières multitubulaires à petits réservoirs d'eau et de vapeur, type Belleville et Dutemple; dans le cas, où par suite d'avarie dans le condenseur l'eau cesserait d'être douce, il faudrait abaisser la pression de la chaudière, à la moyenne et faire des extractions, on retomberait dans le cas des condenseurs par mélange. Il est bien évident que ces condenseurs par surface tout en étant très avantageux, même les seuls possibles ne sont pas sans présenter des inconvénients. Composés d'une multitude de tubes, des fuites se déclarent souvent, soit dans les presses-étoupes, soit par suite de déchirures mêmes des tubes, et au bout d'un certain temps de l'emploi de cette eau le degré de salure des chaudières pourrait augmenter et mettre dans la nécessité de procéder à des extractions ordinaires que l'on devrait répéter selon les circonstances. Puis, si les condenseurs sont sales, la condensation s'opère moins facilement, la température de l'eau de condensation augmente, le vide diminue.

Avec l'emploi de ces condenseurs, le graissage doit être réduit au strict nécessaire, 100 grammes au plus par tonne de charbon dépensé et l'on doit se servir d'huile de pétrole préparée, ou d'huile neutre afin de prévenir la présence des acides gras dans les chaudières. Belleville combat ces acides gras en les neutralisant par l'introduction d'un lait de chaux dans l'eau d'alimentation; mais le moyen le plus généralement employé consiste à faire passer l'eau d'alimentation sur des lits d'éponges placés dans les compartiments étagés d'un réservoir spécial; placée sur le tuyau alimentaire la plus grande partie des graisses se dépose sur ces éponges que l'on lave et que l'on renouvelle chaque fois qu'elles ne pourraient plus contenir de graisse.

CLASSEMENT DES MACHINES MARINES

En général les différents types de machines employés dans la marine et dans l'industrie peuvent être classés de la manière suivante :

MOYENNE PRESSION. MACHINES HORIZONTALES

1° *En machine horizontale à deux cylindres*, placés côte à côte, à bielle en retour, condensation par mélange, muni d'un appareil de détente (type Mazeline sur la couronne). Forges et chantiers sur l'*Algésiras*. Ce sont les deux seules machines existant encore dans ces conditions.

2° *En machine horizontale à trois cylindres*, de même diamètre, de même course, à bielle en retour, appareil de détente spécial, à moyenne pression, à condensation par mélange. Ces types de machines qui étaient sur les frégates et anciens vaisseaux cuirassés étaient remarquables par la régularité de leur mouvement et le nombre restreint de tours auquel on pouvait descendre, 7 à 8 à la minute. Les machines à introduction directe étaient surtout silencieuses et d'une surveillance facile; elles étaient lourdes et encombrantes, et leur dépense de combustibles de $2^{kg},500$ par force de cheval. Ces machines ont disparu avec les bâtiments.

3° *En machine horizontale à trois cylindres de même course* et de même diamètre, fonctionnant au Woolf, à bielle en retour, à moyenne pression, condenseur par surface, avec pompe de circulation mue soit par la machine, soit par une machine auxiliaire. Type d'Indret (*Trident*, *Colbert*); le *Richelieu* a deux machines motrices pour la même puissance.

4° *En machine horizontale à trois ou quatre paires de cylindres* bout à

bout, pistons par paire montés sur la même tige, chaque paire de cylindre fonctionnant au Woolf; à bielle en retour, à moyenne pression condensation par surface, appareil de détente spécial ou non (type *Duquenne*, *Tourville*, *Redoutable*).

HAUTE PRESSION. MACHINES HORIZONTALES

5° *En machine horizontale à haute pression*, à deux cylindres horizontaux placés côte à côte, un admetteur et un détendeur de même course, nouvelles calées à 90°, condenseur par surface, machine indépendante de circulation, bielle en retour, tiroir en coquille, distribution par secteur Stephenson (type *Clapareile*).

6° *En machine horizontale à trois cylindres*, de même diamètre mais avec une course plus petite à l'admetteur, à bielle en retour, condensation par surface, réchauffeur de vapeur, appareil de détente Meyer pour chaque cylindre, celui du cylindre admetteur pouvant être rendu indépendant, machine auxiliaire de circulation, mise en train à vapeur, tiroir en coquille (système d'Indret, *Aréthuse*).

7° *En machine horizontale à deux cylindres* chacun placé côte à côte, un admetteur et un détendeur, détente spéciale pour l'admetteur, à bielle directe, condensation par surface, distribution par recteur Stephenson. Les deux machines sont placées en quinconce. (Type *Milan*).

8° *En machine horizontale* à deux cylindres côte à côte fonctionnant au Woolf, tiroir cylindrique, bielle directe, distribution Marschal, condenseur par surface, machine de circulation indépendante; machines placés en quinconce (type *Forbin*, *Troude*, etc.).

9° *En machine à deux cylindres* fonctionnant au Woolf, côte à côte, légèrement inclinés en dessous de l'horizontale, distribution Marschal, condenseur par surface, machine de circulation indépendante, bielle directe, tiroir en coquille (type *Condor*, système anglais).

10° *En machine horizontale*, deux cylindres légèrement inclinés à bielle directe, distribution par secteur Stephenson, mise en train à vapeur, tiroir en coquille, condenseur par surface, organe de détente spécial, système Meyer (type *Vautour*, *Epervier*).

11° *En machine à trois cylindres*, légèrement inclinés, à bielle directe, diamètre croissant des cylindres, distribution par culbuteur à coulisse, tiroirs cylindriques, condenseur parsurface (type *Latouche-Tréville* et *Toge*).

12° *En machine distribution par soupapes*, à trois cylindres, soit à introduction directe dans chaque cylindre, soit au Woolf, à intro-

duction dans le cylindre milieu et détente dans les deux autres, à bielle directe, détente par changement de durée de portée des cames d'introduction (*Iphigénie* et *Naïade*).

MACHINES VERTICALES A HAUTE PRESSION

13° *En machine à deux cylindres côte à côte*, bielle directe, distribution par secteur, condensation par surface. Mise en train mue à bras, robinets admetteurs de vapeur pour la facilité de la mise en marche.

14° *En machine à deux cylindres* légèrement inclinés, fonctionnant au Woolf. Bielle directe, tiroirs en coquille, distribution par secteur, mise en train à vapeur et à bras, condenseur par surface. Système employé sur les navires à roues.

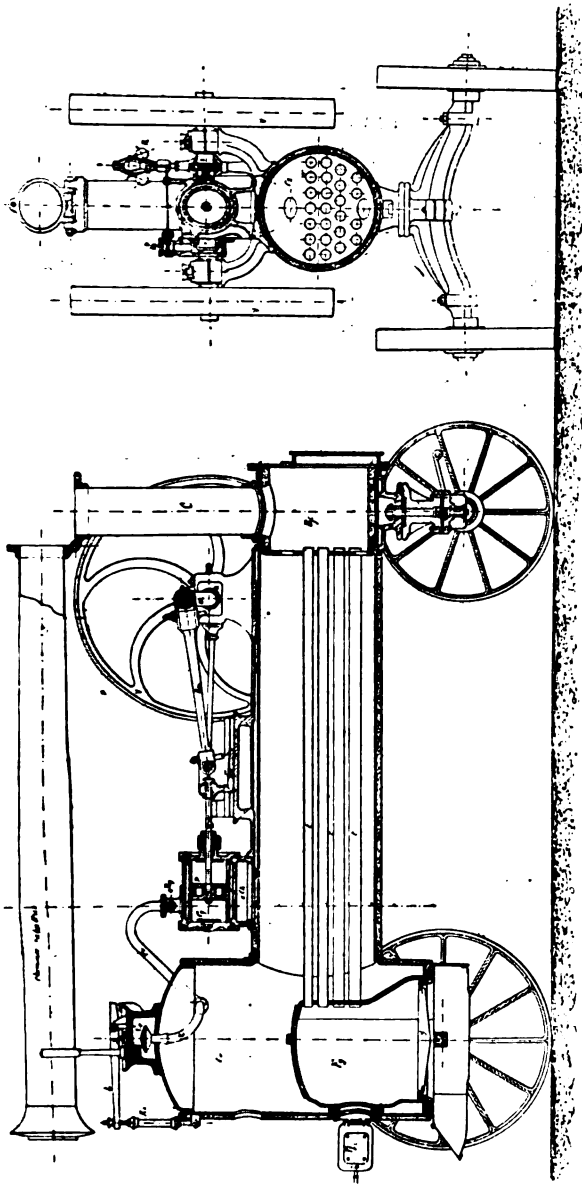
15° *En machine verticale à trois cylindres*, de même course, de diamètre différent. Le cylindre admetteur au milieu, distribution par secteur Stéphenson, tiroirs en coquille à doubles orifices, condensation par surface, pompe de circulation indépendante, sans organe de détente spécial, mise en train à bras (type des transports).

16° *En machine verticale à trois cylindres*, l'admetteur au milieu, tiroirs en coquille, même course, distribution Stéphenson, mise en train à vapeur (type Creusot) pour cuirassés.

17° *En machine à trois et quatre cylindres*, côte à côte, distribution en cascade, même course, distribution Stéphenson, mise en train à vapeur, tiroirs en coquille et cylindriques.

Dans la disposition à quatre cylindres, l'admetteur sur l'avant, le deuxième ensuite et les deux autres détendeurs ont le même diamètre ; c'est le type du *Cassini* : l'ensemble de l'appareil se compose de deux machines indépendantes placées horizontalement et séparées par une simple cloison. La puissance réalisée par les deux machines a été de 600 chevaux.

Pendant la période d'essai, tous les organes ont bien fonctionné excepté les excentriques des tiroirs machines avant, il se déclarait des échauffements subits qui mettaient ces organes hors de service. La cause de ces échauffements était d'abord attribuée à la pommade formée par l'eau d'arrosage ; on supposait que cette pommade obstruait les trous de passage de l'huile et de l'eau ; en changeant le métal des colliers, ces échauffements ne se sont plus reproduits. A la puissance prévue de 6 000 chevaux, la vitesse du bâtiment était inférieure à celle prévue au marché et en prenant la puissance à 7 000 chevaux, on n'obtint jamais les 22 nœuds prévus ; mais par contre on fatigua les chaudières système Lagraffel ; les 1 000 chevaux en plus, n'ont fourni que quelques dixièmes de vitesse en plus.



Ce, coffre à vapeur.
S, soupape de sûreté.
Ri, ressort régulateur de la pression.
L, levier de la soupape.

Rv, registre de vapeur.
R, régulateur du nombre de tours.
Bm, bielle motrice.
g, glissière.

Ch, chaudière.
Fy, foyer.
Pf, porte du foyer.
V, volant.

Fig. A.

18° *En machine oscillante*, employée sur les avisos à roues, tiroir en coquille, manœuvre à bras (type *Ardent*).

19° *En machine auxiliaire*, conduisant, soit les pompes à air, soit les pompes alimentaires, soit les pompes de cale, les pompes spéciales d'épuisement, les ventilateurs, les monte-escarbilles, les ventilateurs et les appareils variés pour la manœuvre de l'artillerie, les compresseurs d'air, etc.

20° *En machine à pétrole et à gaz*, employée actuellement, et encore sous une faible échelle pour les vedettes; les machines à gaz ne seront guère que des machines industrielles, l'inconvénient de l'emploi du gaz dans les arsenaux empêchera toujours leur emploi. Mais il n'en est pas de même pour les machines à pétrole dont l'emploi facile et économique ne fait que les généraliser : elles peuvent actionner des pompes d'épuisement des bassins quand il ne s'agit que de les assécher, elles éviteront donc l'allumage d'une chaudière, les frais de mise en action, supprimeront le personnel de surveillance ; elles peuvent actionner des machines-outils, des scies ambulantes et tant d'autres petits services, éclairage local pour certains travaux.

La suppression d'une chaudière est un point capital; plus d'eau, plus de charbon, plus d'incendie ; surveillance et dépense réduites au minimum. Chargement des torpilles, suppression de l'approvisionnement de l'eau dans les postes, suppression de la fumée, prompte mise en marche. En un mot toutes les qualités qui doivent cacher leur présence. Plus de crainte contre la gelée.

21° *En machine locomobile*, employée dans l'industrie et quelquefois dans les arsenaux.

Dimensions de la machine locomobile représentée dans les planches :

Puissance réalisée	$11^{chv},50$
D. Diamètre du piston	18 mm.
C. Couvre	250 mm.
S. Surface de chauffe.	$11^{m},500$
N. Nombre de tours par minute.	130
SG. Surface de grille.	$0^{m2},32$
Eau vaporisée par mètre carré de chauffe. . .	21 kg.
d. Diamètre de la cheminée.	0,260
Section du cendrier	0,10, 200
h. Hauteur de la cheminée.	$2^{m},500$
c. Consommation de charbon par cheval-heure.	3 kg.
Puissance estimée au frein de Prony.	

CLASSEMENT DES MACHINES AU POINT DE VUE DES PROPULSEURS

Bien que les propulseurs fassent l'objet d'une description spéciale, nous allons donner les éléments qui se rattachent à chacun d'eux.

1° Pour les roues. Ces éléments sont :

1° Leur diamètre ;
2° Les angles d'entrée ;
3° L'immersion ;
4° Le pas.

1° Le *diamètre des roues* qui est le cercle décrit par un point de la partie extérieure du bord d'un pôle.

2° Les *angles d'entrée et de sortie*, les angles formés par le bord extérieur de chaque pôle à la flottaison normale, lorsque chaque aube entre sous l'eau et en sort. La valeur des angles d'entrée et de sortie a une grande importance au point de vue de la bonne utilisation du propulseur. Avec des angles d'entrée trop grands, l'aube entrante cherche à soulager le navire et la composante horizontale, dans le sens de la ligne de flottaison qui doit seule produire la propulsion est considérablement diminuée, et l'aube sortante soulage d'une façon nuisible une nappe d'eau considérable. Ces angles d'entrée et de sortie valent en moyenne 40 à 50° ; ils varient donc avec les écarts de la ligne normale de flottaison.

3° L'*immersion* est la quantité dont le bord extérieur ou intérieure d'une pale qui occupe la position verticale est au-dessous de la ligne de flottaison. L'immersion joue également un rôle important dans l'utilisation du propulseur et par conséquent dans le bon emploi du combustible, dans la vitesse du navire et dans son rayon d'action en milles parcourus. L'immersion des navires ne peut pas pratiquement être maintenue constante, et par conséquent les lignes d'eau prévues aux essais ne sont réalisées qu'à un moment donné. Au départ, la ligne de flottaison tracée est trop enfoncée, les angles d'entrée et de sortie sont trop grands ; tandis que au bout d'un certain temps de marche, elle remonte et atteint sa hauteur normale prévue, mais l'allègement du navire continuant avec les consommations de combustible et autres ; elle monte ; il n'existe donc qu'un moment où le navire se trouve dans les lignes d'eau favorables à sa marche. Quand il est trop allégé, il faudrait donc rétablir la ligne de flottaison en introduisant de l'eau dans certains compartiments du bâtiment. Les navires à roues ne pouvaient donc pas, dans de bonnes conditions faire de longs voyages à la vapeur. Il fallait profiter des

voiles en démontant des pales, opération toujours longue et dans certains cas impossible.

4° *Pas de la roue.* — On appelle pas de la roue, la distance angulaire qui sépare le milieu de deux pales consécutives. La longueur du pas doit être telle que l'eau puisse facilement se dégager entre deux aubes voisines et puisse affluer avec la même facilité entre deux aubes consécutives remplaçant les premières. De cette façon, les aubes rencontrent d'abord de l'eau inerte sur laquelle elles agissent; sans cette condition, les aubes agiraient sur de l'eau déjà en mouvement, ce qui augmenterait le recul et le nombre de tours. Le pas est aussi dépendant des pales trempantes: mais il doit augmenter avec la surface des aubes trempantes. Il vaut en moyenne 1 mètre pour les roues ordinaires et $1^{m},8$ pour les aubes articulées.

Le nombre des aubes trempantes. — Le nombre des aubes trempantes découle naturellement de la longueur du pas et de la valeur des angles d'entrée et de sortie.

Les dimensions d'une pale. — Les dimensions de chaque pale sont leur hauteur ou largeur et leur longueur dont la direction est perpendiculaire aux flancs du navire. Les dimensions d'une pale doivent être telles que sa surface multipliée par le nombre des aubes trempantes représente la 1/2 ou 1/2,5 de la surface immergée du navire.

HÉLICE PROPULSIVE

On appelle *hélice propulsive*, une surface hélicoïdale gauche engendrée par une droite dite génératrice assujettie à suivre le contour d'une hélice géométrique tracée sur un cylindre d'un diamètre voulu et à passer constamment par l'axe de ce dernier en formant un angle constant; ou encore la surface engendrée par une droite perpendiculaire à l'axe s'élevant de quantités proportionnelles aux chemins angulaires parcourus par un autre point de la droite sur une hélice géométrique dite directrice.

ÉLÉMENTS D'UNE HÉLICE

Les éléments dune hélice propulsive sont :

1° Les ailes, leur nombre;

2° Le diamètre;

3° Le pas;

4° La fraction de pas partielle ou totale.

1° *Les ailes* qui sont des portions égales d'une même hélicoïde.

sont implantées ou venues de fonte avec le moyeu. Le nombre d'ailes varie depuis deux jusqu'à six ; mais les hélices des cuirassés et des croiseurs actuels et des contre-torpilleurs n'ont généralement que trois ailes et jamais plus de quatre, certaines vedettes n'en n'ont que deux.

2° *Le diamètre* est celui du cylindre sur lequel est tracée l'hélice ou celui de la circonférence que décrit un point quelconque du bord extérieur des ailes ; on le fait toujours le plus grand possible.

3° *Le pas* est la quantité dont un point s'élève ou se transporte parallèlement à l'axe de la pièce que l'on filète sur un tour pour chaque tour de la pièce.

Le pas d'une hélice peut être à droite ou à gauche : à droite, lorsque le navire allant de l'avant, les ailes tournent dans le sens de la gauche sur la droite ; le pas est dit à gauche dans le cas contraire.

Sur certains bâtiments à deux hélices elles peuvent être de pas contraires afin qu'en donnant le même nombre de tours le navire se maintienne droit ; dans ce cas, les machines tournent en sens contraire.

4° *Fraction de pas totale* ou *partielle*.

On appelle *fraction de pas partielle*, le rapport de la fraction du pas correspondante à chaque aile au pas total, ou encore du nombre des parties décimales du pas contenues dans la projection de l'aile sur l'axe ; c'est la longueur de l'hélice.

Fraction de pas totale. — La fraction de pas totale n'est autre que la somme des fractions de pas partielles de toutes les ailes ; elle vaut en moyenne les 0,25 à 0,30 de la projection d'une hélicoïde complète sur un plan perpendiculaire à l'axe du navire. En d'autres termes, l'hélice démontée et placée sur un marbre horizontal, chaque aile projetée horizontalement est un secteur, la somme de tous ces secteurs constitue la fraction de pas totale ou l'hélice. Si cette hélice était composée d'une seule aile représentée par une hélicoïde complète, la projection de cette aile serait celle d'un cercle complet. Mais une telle hélice présenterait des inconvénients, dont le premier consisterait en la difficulté que présenterait l'eau à se dégager de la spire complète, ou entre les différentes ailes si la fraction de pas totale était égale ou plus grande que la projection du cercle ; l'eau emprisonnée entre les ailes, l'hélice serait donc transformée en une espèce de tambour, n'ayant qu'une action peu efficace pour pousser le bâtiment ; le rôle de la force centrifuge serait prépondérant ; les ailes feraient donc tourner un disque d'eau ; de plus, la résistance de l'hélice due au frottement augmenterait avec cette surface exagérée et inutile. En ne donnant comme nous l'avons déjà dit à la fraction de pas totale que les 0,25 ou 0,30 de la surface du cercle, les 0,75 ou 0,70 de ce cercle étant libres, l'eau peut se dégager et être remplacée, comme dans

les roues à aubes par de l'eau sans mouvement, servant d'appui à chaque aile. D'après les nouvelles formes des hélices, la fraction de pas n'est pas constante, elle est plus grande quelquefois vers le milieu de l'aile que vers le moyeu et à son extrémité.

D. — Quels sont les organes qui constituent l'ensemble d'une machine marine ?

R. — Ces organes sont :

Premier organe. — 1° La plaque de fondation (fig. 25, vues 1, 2 et 3). Pièce en fonte de fer ou en tôle d'acier ou de fer armée de cornières afin d'en augmenter sa rigidité et sa résistance et par conséquent sa solidité ; elle a une forme appropriée à celle du bâtiment et à celle de la machine qu'elle doit supporter. Sur les navires à coque en fer, les machines sont fixées sur des carlingues en tôle rabotées faisant fonction de plaque de fondation. Sur les navires à coque en bois, la plaque de fondation est fixée aux pièces en bois CCC, appelées carlingues, par de fortes vis en bois VV. Ces carlingues sont elles-mêmes chevillées solidement à la coque par des broches en cuivre rouge ; elles ont été rabotées selon le plan de pose de la machine, de façon à ce que les axes des cylindres et de l'arbre moteur occupent la direction et la hauteur prévues par le devis. Dans le cas où les carlingues sont des cornières en forme de fer à T, elles sont rivetées à la coque à laquelle elles servent d'armature, et leur surface extérieure forme un plan dont la hauteur est soigneusement déterminée afin que la machine occupe une position convenable.

Il faut que chaque pièce fixe soit à la place indiquée par le plan, que la machine ne soit ni sur l'avant ni sur l'arrière et que le prolongement de l'arbre moteur représente bien la direction de l'axe qui est fournie par le plan de montage. Les pièces fixes de la machine sont reliées par des boulons aux fers à T et ne forment plus qu'un tout avec la coque ; il faut que la résistance de ces pièces soit telle qu'il ne se produise ni déformation, ni fatigue résultant des mouvements du bâtiment ou du fonctionnement de la machine.

Des cales encastrées entre les carlingues et la plaque de fondation complètent avec les boulons la solidité de l'assemblage.

2° Les cylindres, leurs accessoires-variétés dans leur construction.

3° Les pistons, leurs garnitures, leurs formes, leur tige.

4° Les tiroirs, variétés de tiroirs.

5° Les organes de détente, leurs diverses variétés, leur mode d'agir.

6° Les mises en train, à bras, à vapeur, leur but, leurs variétés.

7° L'arbre moteur, arbre des tiroirs, ligne d'arbre, accessoires.

8° Les bielles motrices, les bielles des tiroirs, des excentriques.

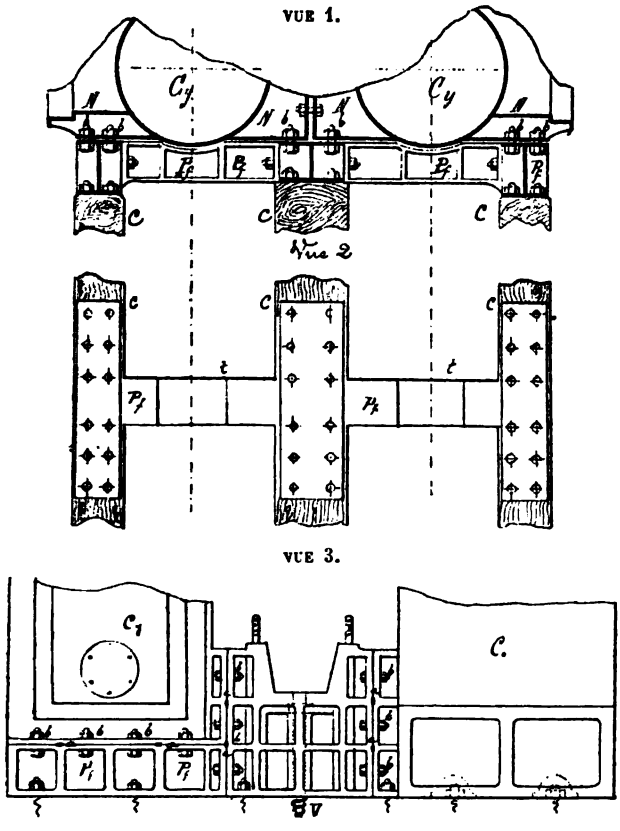


Fig. 25.

CC. carlingues en bois.
Pf Pf, plaque de fondation en fonte.
VV, vis de fixation de la plaque à la coque.
Cy, cylindres.
Co. condenseurs.
bb, boulons de liaison des cylindres à la plaque de fondation.
V,V, vis de fixation du condenseur aux carlingues.
B, bâti supportant l'arbre moteur.
CC, cales en fer intercalées entre les pattes des cylindres et la plaque de fondation.

9° Les condenseurs, leur forme, leur but, leurs variétés, leurs accessoires.

10° Les pompes à air, leur but, leurs variétés, leurs accessoires.

11° Les pompes de circulation, leur but. Pompe rotative.

12° Les pompes alimentaires, leur but, leurs accessoires, leurs variétés.

13° Les pompes de cale, leurs variétés, leurs accessoires.

14° Les différents registres d'introduction de vapeur, servant à en régler la quantité. Différents robinets.

15° La ligne d'arbres, l'arbre suspendu ou à la cardan. Joint à la cardan.

16° Le palier de butée, les variétés.

17° L'arbre porte-hélice, son tube d'étambot, son presse-étoupe, paliers de l'arbre, porte-hélice, palier d'étambot.

18° Le vireur, ses accessoires, vireur à vapeur.

19° Les graisseurs, leur but, leurs variétés.

20° Le tuyautage d'eau et de vapeur.

21° Les machines auxiliaires, les condenseurs auxiliaires, mise en train à vapeur.

22° Les propulseurs.

23° Les machines auxiliaires pour gouvernails.

LE CYLINDRE

D. — Qu'est-ce que le cylindre ?

R. — Le cylindre (fig. 26) est une pièce en fonte de fer alésée, parfaitement cylindrique, c'est-à-dire dont la génératice est strictement parallèle à son axe, poli le plus possible sur toute sa longueur et dans lequel se produit le travail utile de la vapeur. Des dimensions du cylindre, c'est-à-dire de sa longueur, de la course du piston et de son diamètre, de la pression moyenne qui y existe pendant chaque tour ou dans une moyenne de tours qui dépend de la puissance de la machine, et, si à l'avance on se donne la pression moyenne, le nombre de tours, on trouvera facilement le diamètre ou la section du cylindre ou la surface du piston qu'il conviendra de donner à ces organes pour réaliser en kilogrammètres, la puissance voulue.

Comme nous venons de le dire, si la pression n'est pas constante, c'est par la pression moyenne pendant un tour, c'est-à-dire par la pression trouvée en moyenne pendant une course montante et une course descendante exprimée en kilogrammes par centimètre carré en raison de la surface du piston et cette somme multipliée par la vitesse en mètres par 1", que l'on obtiendra d'une part l'effort moteur de la vapeur et le travail produit.

Cet effort moteur est transmis à la tige du piston, qui elle-même transmet les facteurs du travail, effort et chemin parcouru, à la bielle motrice qui, à son tour en transmet la partie disponible à a manivelle de l'arbre moteur ; nous disons une partie, car, par

suite de l'obliquité de cette dernière et son mode de transmission, une partie du travail est absorbée par les frottements, et est complètement inutilisée à ses deux points morts; points correspondant à la position où la bielle est en ligne droite avec la manivelle. Dans ces deux positions, et juste à ces deux positions, tout l'effort de la bielle ne sert qu'à déterminer des frottements sur les coussinets.

C'est donc pour la première considération, c'est-à-dire pour celle de l'obliquité de la bielle que l'on donne à cette dernière la plus grande longueur possible, compatible avec la largeur ou la hauteur du bâtiment pour diminuer autant que possible le frottement des coulisseaux de la tige du piston sur leurs glissières. C'est donc par la liaison de la tige du piston avec l'extrémité de la bielle que l'on appelle *pied de bielle*, et par l'autre extrémité de celle-ci avec la manivelle de l'arbre moteur que l'on appelle *tête de bielle*, que l'on communique à la manivelle l'effort de la tête de bielle et que l'on transforme le mouvement de va-et-vient rectiligne du piston et de sa tige en mouvement circulaire continu à l'arbre moteur. Ce dernier ne donne de signe apparent de sa puissance que par le travail qu'il produit. Les deux facteurs du travail du piston et de la bielle sont donc reportés sur l'arbre moteur, et ce travail accumulé dont il dispose est utilisé par un propulseur à hélice ou à roues, en une certaine partie. Le recul, c'est-à-dire le déplacement de l'eau étant encore une perte sensible estimée normalement au 1/10 du travail moteur communiqué par l'arbre. Dans l'industrie, ce travail moteur de l'arbre peut être absorbé par une série de machines-outils qui lui prennent en détail, jusqu'à ce que l'équilibre se produise entre la puissance et la résistance, le nombre de tours pour ces dernières devant rester à peu près constant. Dans les propulseurs, ce travail maximum est en équilibre, pour une puissance déterminée, ou pour une vitesse du bâtiment demandée, quand le nombre de tours ou la vitesse du bâtiment est constante.

Les dimensions d'un cylindre à vapeur doivent donc être rigoureusement établies, et pour cela, comme nous l'avons déjà dit, étant donné le travail que l'on veut développer et la résistance que l'on doit vaincre, ce travail par seconde comporte la connaissance des éléments suivants :

1° La pression absolue aux chaudières ;

2° La durée I de l'introduction en fraction de la course du piston, ce qui permet de tracer un diagramme théorique de la première pour un tour ;

3° La course du piston et sa vitesse par 1" ;

4° La pression P au condenseur, et pour le calcul de ces organes, augmenter le travail utile prévu, du travail résistant nuisible, également prévu, développé dans les mêmes circonstances.

Ainsi, si par suite de l'obliquité des bielles et des frottements des organes en mouvement, de a perte de travail due aux propulseurs qui est de 10 p. 100, le travail restant n'est plus que de 60 p. 100 du travail de la vapeur dans le cylindre, il faudra donc augmenter le travail moteur de cette perte pour obtenir le travail dû à la vitesse du bâtiment, c'est-à-dire de 40 p. 100; les pièces devront donc *grosso modo* être calculées avec cette augmentation. Quand il y a plusieurs cylindres, il faut déterminer le travail de chacun et savoir conjuguer d'une façon convenable leurs manivelles sous les angles les plus avantageux pour obtenir un effort maximum moyen et une régularité satisfaisante dans leur vitesse de rotation afin d'éviter les chocs.

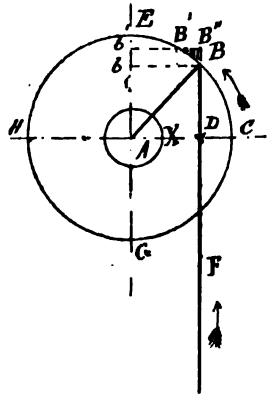


Fig. A.

Il est à remarquer que le calage des manivelles a une très grande importance pour la répartition totale du travail et la régularité du mouvement. Car, si nous ne considérons qu'une seule manivelle, par conséquent un seul cylindre, la bielle étant suffisamment grande pour considérer son obliquité comme nulle, nous remarquerons qu'à ses deux points morts, l'effort qu'elle produit sur la soie de la manivelle est normal, et ne détermine dans ces deux positions qu'une pression ou une traction qui applique l'arbre sur les faces de ses coussinets et sans déterminer de mouvement, le travail utile à ces deux moments précis est donc nul; ce n'est donc que par l'inertie propre des pièces que la rotation se continue et que les points morts sont dépassés. Nous pourrons donc rechercher et établir par une épure les variations que subit le mouvement pendant une course ou une demi-révolution de la manivelle.

Dans notre exemple, supposons un effort maximum constant et la longueur de la bielle infinie, c'est-à-dire restant constamment parallèlle à sa position de départ d'un point mort, c'est-à-dire verticale dans toutes les positions.

Appelons F l'effort transmis par la tige du piston et soit FB la position de la bielle au point de la course considéré et AB la position de la manivelle; cherchons le travail produit pendant un arc élémentaire BB' décrit par la manivelle; ce travail élémentaire, comme on le démontre en mécanique par le principe des projections est égal à l'effort F multiplié par la projection BB'' ou *bb''* du chemin parcouru BB' sur la direction de cet effort, soit F × BB'' ou F × *bb''* en projetant ce chemin sur le diamètre ver-

tical EG. Si donc nous cherchons tous les travaux élémentaires pendant une demi-révolution de la manivelle, ou simplement pendant le passage de la manivelle AB de B en E et qu'on en fasse la somme, cette somme donnera le travail fourni par la bielle pendant cet intervalle. Cette somme correspondra à l'effort constant F multiplié par la somme de toutes les projections de la manivelle ou du point B de la bielle pendant cet intervalle; c'est-à-dire qu'on le multipliera par E *b*. D'où l'on voit que cet effort pour une demi-circonférence GCE a développé un travail égal à F $\times$ EG, c'est-à-dire à l'effort par le diamètre, ou à 2 F*r*, si *r*, le rayon de la manivelle, entre en ligne de compte au lieu du diamètre.

Étudions maintenant les variations du travail pendant les passages successifs de la manivelle d'un arc élémentaire à un autre, travail que nous avions trouvé égal à F $\times$ BB''.

Du point B abaissons la perpendiculaire BD qui se confond avec la direction de la bielle sur le diamètre horizontal HC; les triangles ABD et BB'B'' étant semblables donnent la proportion suivante : BB'' : BB' :: AD : AB. Appelons *s* l'arc élémentaire BB' et *r* le rayon AB de la manivelle, en remplaçant dans la proportion, BB' par *s* et AB par *r*, nous aurons BB'' : *s* :: AD : *r*, d'où BB'' $= \frac{s}{r} \times$ AD; le travail élémentaire a donc pour valeur $t =$ F $\times \frac{s}{r} \times$ AD[1].

Si nous admettons que la circonférence GCE est divisée en une suite de petits arcs égaux à *s* et que de chaque point de division on abaisse des perpendiculaires sur le rayon horizontal AC, les différents travaux élémentaires auront pour facteur constant F et $\frac{s}{r}$ et pour facteur variable la valeur correspondante à AD; c'est-à-dire à la projection de la manivelle sur le diamètre horizontal. Si le bouton est en E, AD $= 0$, et le travail est nul, il se tranforme en pression sur les coussinets et sans produire de mouvement à l'arbre moteur. A partir de ce point, AD croît progressivement; en C où cette ligne est égale à *r*, le travail ayant atteint son maximum, est égal à $t =$ F $\times \frac{s}{r} \times r =$ F*s*, et en effet dans cette position le travail est mesuré par l'effort F multiplié par le chemin parcouru par cet effort lui-même. Enfin, au-dessous du point C, la ligne AD décroît de nouveau et devient encore nulle au point G qui est le deuxième point mort. Le travail subissant toutes ces variations, on voit combien il diffère d'une position à une autre pour devenir nul ensuite, et acquérir son maximum au point C qui correspond à la mi-course du piston et de la manivelle, la bielle étant supposée infinie. Ce travail est donc maximum en C et nul aux deux points morts E et G. Si nous voulons avoir le travail moyen, cherchons à quelle distance AX à laquelle il faudrait appliquer l'effort F

de la bielle pour qu'en agissant tangentiellement à un cercle d'un rayon AX que nous représenterons par x, elle produise dans un tour complet le même travail qu'elle produisait dans une demi-circonférence, la machine étant supposée être à un simple effet ; ce travail nous l'avons trouvé pendant une demi-révolution égal à 2 Fr, pour celui d'une manivelle x, pendant un tour complet, il sera $F \times 2\pi x$; l'effort $F = \left(\frac{P \times \pi D^2}{4}\right)$, P représentant la pression et $\frac{\pi D^2}{4}$, la surface du piston. La direction de F étant tangente au cercle de rayon x ; nous aurons $2Fr = F \times 2\pi x$ d'où $x = \frac{1}{\pi} \times r = 0{,}318\ r = \frac{1}{3}\ r$ environ. Cette longueur est appelée le bras moyen du levier ; nous pouvons donc apprécier les variations du travail de la manivelle qui est maximum ou Fs, moyen $F \times \frac{s}{3}$, minimum 0 ; car le travail élémentaire maximum a été trouvé égal à Fs, le travail minimum à 0 et le travail moyen par $F \times 0{,}318\ s$ ou $\frac{Fs}{3}$ environ ; car, pendant que le bouton de la manivelle donnée décrit un arc s, la manivelle x décrit un arc égal à $\frac{s}{3}$ et par conséquent son travail est égal à $F \times \frac{s}{3}$. En divisant par Fs les trois travaux Fs, F $\frac{s}{3}$ et 0, ces travaux seront proportionnels aux nombres : 1, $\frac{1}{3}$, 0, et en prenant le travail moyen pour unité et multipliant les trois nombres par 3, il vient : maximum, 3 ; moyen, 1 ; minimum, 0.

CAS D'UNE MANIVELLE SIMPLE A DOUBLE EFFET

Si la manivelle est à double effet, c'est-à-dire si la force F agit par pression en montant et par traction en descendant, le travail effectué par la bielle sera double pour un tour complet et égal à 4 Fr. En appelant toujours x le bras moyen de la manivelle, $2\pi x \times F$ sera toujours le travail exécuté pendant un tour complet et comme ces deux travaux sont égaux, nous aurons donc $F \times 2\pi x = 4Fr$; d'où $x = \frac{2}{\pi} \times r$ ou $= \frac{2}{3}\ r$ environ. Le plus grand travail sera toujours représenté par $F \times s$ et le plus petit par 0. Il y aura deux limites aux points H et C où le travail aura acquis son maximum et deux limites en G et en E où il aura atteint son minimum. En comparant comme précédemment le travail moyen aux deux extrêmes on trouve pour maximum $\frac{3}{2}$, moyen $\overline{1}$, minimum $\underline{0}$; ces valeurs étant le résultat de leur division par la valeur

du travail moyen $F \times \frac{2}{3} s$, car on a toujours travail maximum $= Fs$, travail moyen $F \times \frac{2}{3} s$ et travail minima 0. Les écarts du travail moyen sur les deux extrêmes sont donc moindres que dans le premier cas ; car en les comparant aux premiers, on trouve pour le maximum $\frac{3}{2}$, pour le moyen unité 1, et toujours 0 pour le minima ; on obtiendra donc plus de régularité dans le travail et dans le mouvement, en employant la manivelle à double effet que par l'emploi de la manivelle à simple effet. Dans les anciennes machines marines on équilibrait les pièces en mouvement par des contrepoids ; et dans les machines industrielles on emploie les volants ; nous verrons plus loin le poids que l'on doit donner à ceux-ci pour une vitesse déterminée, pour emmagasiner à un moment donné le travail en excès et le restituer au moment d'une résistance plus grande et maintenir une vitesse régulière ; les régulateurs de vapeur n'agissant qu'après la course, ils ne peuvent donc corriger immédiatement les écarts de vitesse, il faut donner ce nom aux volants emmagasineurs.

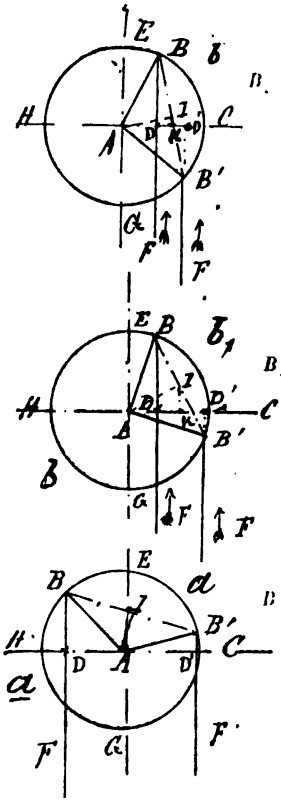


Fig. B, B_1 et B_2.

CAS DE DEUX MANIVELLES A DOUBLE EFFET

Soit (fig. B) deux manivelles AB et AB' situées sur deux plans parallèles et perpendiculaires à l'arbre moteur A, et soit toujours F l'effort appliqué sur chacune des bielles et des manivelles et proposons-nous de trouver l'angle de conjugaison le plus favorable de ces deux manivelles pour obtenir le meilleur résultat au point de vue de la puissance réalisée et de la régularité dans le mouvement. Cherchons d'abord les limites supérieures et inférieures du travail élémentaire.

Les bras AB et AB' pourront d'abord être placés de chaque côté de la verticale EG ; comme dans la figure B ou du même côté,

comme dans la figure B. Dans le premier cas, si l'on représente toujours par s l'arc élémentaire et par r le rayon commun des manivelles AB, le travail élémentaire pour chacune sera représenté par $F \times \frac{s}{r} \times AD'$ pour la deuxième, d'où travail total $T = F \times \frac{s}{r} \times DD'$, or, cette quantité de travail est donc proportionnelle à la quantité BB' qui aura sa projection maximum DD' quand BB' sera parallèle au diamètre horizontal HC ; dans cette position, le travail élémentaire sera donc représenté pour les deux manivelles par $T' = 2F \times \frac{s}{r} \times BB'$ ou $2F \times \frac{s}{r} \times DD'$ et comme $BB' = 2BI$, en remplaçant BB' par sa valeur, il viendra $T' = 2F \times \frac{s}{r} \times 2BI = 4\,F \times \frac{s}{r} \times BI$.

Supposons maintenant que les deux manivelles AB et AB' occupent la position du même côté de la verticale (fig. B 1) EG, nous aurons pour expression du travail élémentaire de chaque manivelle $t = F \times \frac{s}{r} \times AD$ pour AB et t' pour AB' $t' = F \times \frac{s}{r} \times AD'$, ajoutant, il vient $t + t$ ou $T = F \times \frac{s}{r}(AD + AD')$.

Du centre A, abaissons la perpendiculaire BI sur la corde BB', cette perpendiculaire divisera la corde BB' en deux parties égales BI et B'I dont les projections DK et D'K seront égales, nous aurons alors

$$AB = AK - DK.$$
$$AD' = AK + D'K$$

d'où en ajoutant $AD + BD' = 2\,AK$; DK et D'K étant égaux, donc le travail total T sera égal : $T = F \times \frac{s}{r} \times 2AK$; on voit donc que le travail total est proportionnel au facteur 2AK, et qu'il sera le plus grand possible lorsque AK atteindra sa valeur maximum, c'est-à-dire égale à AI, dont elle est la projection ; cette condition sera remplie lorsque BI sera verticale. Dans le cas que nous envisageons, l'angle BAB' sera donc un angle droit ; donc les manivelles AB et AB' seront calées à 90°.

Dans le triangle AIB, les angles en I étant droits, nous aurons $AB^2 = 2\overline{AI}^2 = 2\overline{BI}^2$, car $AI = BI$, d'où $AI = \frac{AB}{\sqrt{2}} = \frac{r}{\sqrt{2}}$ puisque $AB = r$, d'où $T = 2F \times \frac{s}{r} \times \frac{r}{\sqrt{2}} = \frac{2Fs}{\sqrt{2}} = Fs\sqrt{2}$, en multipliant les deux termes de la fraction par $\sqrt{2}$. Si nous supposons maintenant une manivelle verticale, ce qui arrive quatre fois pour les deux manivelles pendant un tour, le travail de cette manivelle est nul.

Donc le travail est maximum lorsque l'angle BAB′ est droit et il est minimum quand une des manivelles est verticale.

Nous trouverons le bras moyen x de la même manière que pour une manivelle simple et à double effet qui est pour deux manivelles $2F \times 4r = 8Fr$, égalant ce travail à celui $2F \times 2\pi x$, nous aurons $2F \times 2\pi x = 8Fr$, d'où $x = \frac{2r}{\pi} = 0{,}637\ r$, le travail élémentaire moyen sera donc représenté par $2F \times 0{,}637s$. En comparant les travaux élémentaires maximum et minimum au travail moyen, nous obtiendrons : maximum, $Fs\sqrt{2}$; moyen, $2Fs \times 0{,}637$; minimum, Fs; ou bien en divisant par la valeur du travail moyen pris pour unité : maximum, 1,11; moyen, 1; minimum, 0,785; ce qui indique qu'avec des manivelles à double effet et calées à 90°, l'irrégularité du travail et du mouvement est aussi considérable que dans le cas précédent.

Dans la figure B 1 les manivelles forment un angle quelconque; dans la figure B 2, l'angle avantageux est droit.

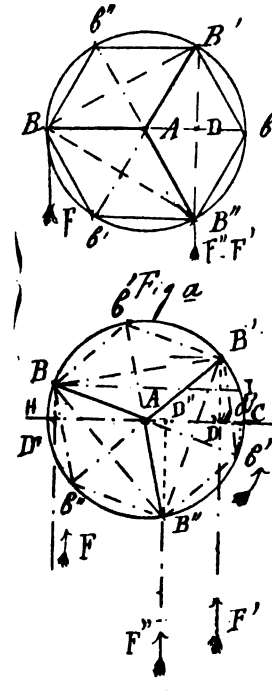


Fig. C.

MANIVELLE TRIPLE A DOUBLE EFFET

Soient (fig. C) les trois manivelles AB, AB′ — AB″ dont les projections sur le diamètre HC, AD — AD″ et AD′; ces manivelles sont situées dans des plans parallèles et perpendiculaires à l'axe A. Nous allons agir comme dans les manivelles doubles et à double effet, et déterminer quelles sont les positions des manivelles qui donnent le travail élémentaire maximum ; ces manivelles sont calées à 120°. En nous reportant aux principes précédents, nous aurons pour travail élémentaire de chaque manivelle $t = F\frac{1}{2} \times AD$, AD étant toujours la projection de la manivelle sur le diamètre horizontal HC, et pour le travail élémentaire des trois manivelles $T = F \times \frac{s}{p}(AD + AD'' + AD')$, la question précédente est donc ramenée à rendre successivement plus grande

la quantité variable AD + AD″ + AD′, c'est-à-dire la somme arithmétique des projections la plus grande et la plus petite possible. Comme la somme des projections d'un système de droites ne change pas lorsque l'on transporte ces droites dans un plan parallèle à elles-mêmes; traçons donc l'hoxagone régulier que l'on obtient en joignant les extrémités des prolongements des manivelles AB — AB′ — AB″, et le triangle équilatéral BB′B″, et menons par le point A un diamètre quelconque HC. Comme les projections des manivelles sur ce diamètre se superposent, remplaçons-les par les droites qui leur sont égales et parallèles. Ainsi AB″ étant égale et parallèle à B′C′, on pourra donc remplacer AB″ par son égale B′C′ dont la projection sur HC est D′*d*′ égale à AD″. La droite D*d*′ sera donc la somme des trois projections des côtés égaux et parallèles aux trois manivelles. Or, cette ligne sera la plus grande possible, lorsqu'elle sera égale au diamètre, ce qui aura lieu quand le point B sera arrivé en H et le point C′ en C. Dans cette position une manivelle sera horizontale et sera en AB (fig. C′).

VALEUR MINIMUM

Pour trouver la valeur minimum de la somme des projections, menons par le point B une droite parallèle au diamètre HC; elle rencontrera la circonférence en I sur le prolongement de la perpendiculaire C′*d*′, d'où BI = D*d*′; mais la corde BI est plus grande que la corde BB′ comme étant plus rapprochée du centre ou encore parce que BB′ est le côté d'un triangle équilatéral, et BI sera toujours plus grand que cette corde; car le diamètre aura toujours trois sommets de l'hexagone au-dessus de lui. Donc la limite inférieure de la valeur de BI ou de D*d*′ est BB′. Mais lorsque la coïncidence de ces lignes a lieu, la limite inférieure est atteinte et l'une des manivelles est verticale. En résumé, les limites inférieures du travail élémentaire ont donc lieu lorsque l'une des manivelles est horizontale et verticale et leurs valeurs sont proportionnelles, l'une au diamètre et l'autre au côté du triangle équilatéral. La valeur de ce dernier (en géométrie) est égal à $r\sqrt{3}$. Le travail maximum élémentaire sera donc $t_m = F \times \frac{s}{r} \times 2r = 2Fs$ et le travail minimum $ti = F \times \frac{s}{r} \times r\sqrt{3} = F \times s\sqrt{3}$. Nous trouverons comme précédemment le bras de levier moyen de la manivelle en écrivant l'égalité $3F \times 4r = 3F \times 2\pi x$ d'où l'on tire $x = \frac{2r}{\pi} = 0{,}637\ r$. Le travail élémentaire moyen aura donc pour valeur $3F \times 0{,}637\ s$. Comparant alors les valeurs des

travaux élémentaires maximum et minimum à ce travail moyen, nous aurons les résultats suivants :

$$\overset{\text{maximum}}{2Fs} - \overset{\text{moyen}}{3F \times 0{,}637\, s} - \overset{\text{minimum}}{Fs\sqrt{3}}$$

ou bien en divisant par le travail moyen pour exprimer les autres en fonction de ce travail pris pour unité, toutes réductions et calculs faits nous trouvons que ces trois travaux élémentaires sont proportionnels aux nombres :

maximum	— moyen	— minimum
1,045	1	0,906

On peut donc remarquer par ces résultats que les écarts des travaux extrêmes comparés au travail moyen et entre eux sont très petits et que le couple de rotation est très régulier pour les manivelles calées à 120°. C'est encore l'angle de calage que l'on a choisi et conservé pour les machines à trois paires de cylindres fonctionnant au Woolf, et si, dans les machines à trois cylindres, à introduction dans celui du milieu seul c'était par économie de vapeur; mais le couple de rotation de ces dernières était loin d'être régulier et la machine milieu donnait lieu à des chocs que la réduction du serrage des bielles ne pouvait faire disparaître.

D. — Quels sont les accessoires d'un cylindre à vapeur.

R. — Ces accessoires sont :

1° *Ses pattes de fixation.* — Aux carlingues ou à la plaque de fondation, celles qui relient entre eux les cylindres d'une même machine. Ces pattes de fixation varient nécessairement avec la disposition de la machine, elles sont différentes pour les machines verticales, inclinées ou horizontales; mais quelqu'en soit le mode il faut que la fixation soit rigide et que ces pattes présentent toutes les garanties de solidité possible. Dans la fixation des cylindres à la plaque de fondation et dans leur liaison entre eux, il faut tenir compte de la dilatation et c'est ainsi que dans le montage des machines verticales à haute pression on donne toute liberté aux cylindres pour se dilater. Toutes les nervures de renfort sont des obstacles à une dilatation régulière, et si en marche on ne s'aperçoit pas de ces frottements irréguliers, au mouillage, dans le démontage, on constate que le frottement du piston n'est pas uniforme. C'est pour ces raisons que l'on doit procéder à un réchauffement lent et progressif de tous les organes d'une machine soumis à la vapeur et dans lesquels doivent fonctionner, soit les pistons, soit les tiroirs, soit les détentes.

2° *Sa glace et ses orifices d'introduction et d'évacuation de vapeur.* — Le cylindre porte à sa partie supérieure quand il est placé hori-

zontalement et que le tiroir n'est pas conduit directement ou sur son côté, quand il est placé soit encore horizontalement, soit verticalement et que le tiroir est conduit directement, une partie plane GG appelée glace du cylindre dans laquelle sont pratiqués trois orifices I-I' pour l'introduction de la vapeur à chaque extré-

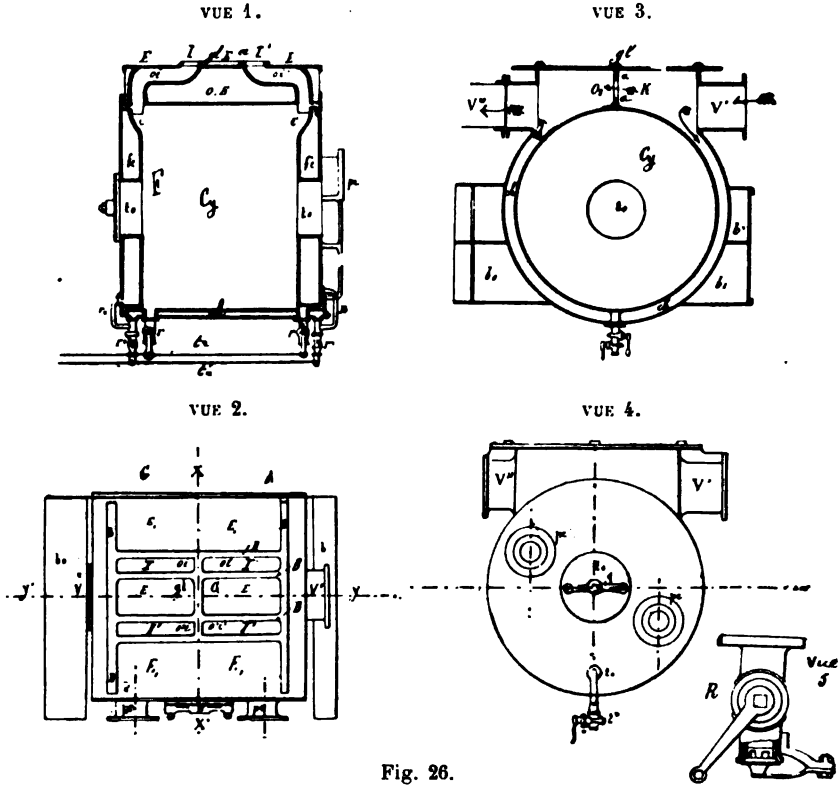


Fig. 26.

mité du cylindre et l'orifice E pour son évacuation ; l'orifice E dit d'évacuation, ne communique successivement avec les extrémités du cylindre que par l'intermédiaire des orifices I et I. Les ouvertures des orifices I et I' dits d'introduction obtenues par un organe spécial appelé *tiroir* qui se meut sur la glace du cylindre, ne communiquent que par les conduits O*i* et O'*i* et alternativement avec chacune des faces du piston, et l'orifice OE d'évacuation avec la face opposée du piston en communication avec l'arrivée de

vapeur ; l'orifice OE ne communique avec le cylindre que par l'intermédiaire du tiroir. Ainsi, si nous supposons que la distribution de la vapeur se fasse à l'aide d'un tiroir en coquille ; c'est-à-dire que l'introduction de la vapeur dans le cylindre se fasse par les bords extérieurs des barrettes de ce tiroir et que l'évacuation se fasse par les bords intérieurs, que ce soit l'orifice I et le conduit Oi qui soient en communication avec l'extrémité F du cylindre, alors l'orifice I' et le conduit O'i' seront en communication avec l'orifice OE d'évacuation au condenseur ou dans la boîte à tiroir d'un autre cylindre ou avec l'atmosphère. Ainsi, si donc l'extrémité F du cylindre séparée de l'extrémité opposée F' par le piston, est en communication avec l'arrivée de la vapeur, l'extrémité F' sera en communication avec l'orifice OE d'évacuation et par suite avec le condenseur ou un autre cylindre ou avec l'atmosphère et réciproquement lorsque le sens du mouvement changera, l'orifice I' et le conduit O'i établiront la communication de l'extrémité F' du cylindre avec l'arrivée de vapeur, et l'orifice I et le conduit Oi établiront la communication de l'extrémité F du cylindre avec l'orifice OE d'évacuation par l'intermédiaire de la coquille du tiroir.

Si la distribution de la vapeur se fait par un tiroir en D majuscule, comme l'orifice d'évacuation OE n'existe pas, la vapeur occupant justement le compartiment libre entre les deux barrettes du tiroir, c'est-à-dire l'emplacement similaire à la coquille d'évacuation d'un tiroir en coquille, l'introduction de la vapeur, aux mêmes extrémités F et F' du cylindre, se fait alternativement par les bords intérieurs des barrettes du tiroir et l'évacuation correspondante par les bords extérieurs.

3° *Les bandes de la glace.* — On appelle bandes de la glace les parties planes BB et parfaitement dressées et polies, limitant les orifices I et I et OE dans le sens de leur longueur et de leur largeur et sur lesquelles glissent à frottement doux les barrettes du tiroir; des évidements E,E, ménagés dans l'épaisseur de la glace entre les orifices limitent la partie du partage des barrettes du tiroir sur la glace et servent de récipient aux graisses et à l'eau graissée pour lubrifier les barrettes, en même temps, ces évidements reçoivent les corps étrangers qui pourraient gripper la glace du cylindre et les barrettes du tiroir; des purges peuvent enlever cette eau, soit au mouillage, soit pendant la marche.

Dans la figure 26, les orifices sont simples ; mais figure 27, dans le but de diminuer la course du tiroir on a doublé les orifices d'introduction II tout en conservant la même section totale ; les orifices se rejoignent dans les mêmes orifices communs C et C', l'orifice d'évacuation Ev. reste le même.

Dimensions des orifices. — Ces dimensions sont données en tenant compte du volume du cylindre et de la vitesse du piston. En représentant par D le diamètre du piston ou du cylindre par C, la course du piston par N, le nombre de tours par 1'; la section des orifices d'introduction :

$S = 0{,}0009163\ D^2CN$ et pour ceux d'évacuation $S = 0{,}0009687 D^2CN$.

Pour les anciennes machines à basse et moyenne pression, cette formule était donnée en raison de la surface du piston et S égale le 1/25 de cette surface.

Dans les conditions de bon fonctionnement d'une machine, il faut, pour que la vapeur pénètre dans les cylindres que la ten-

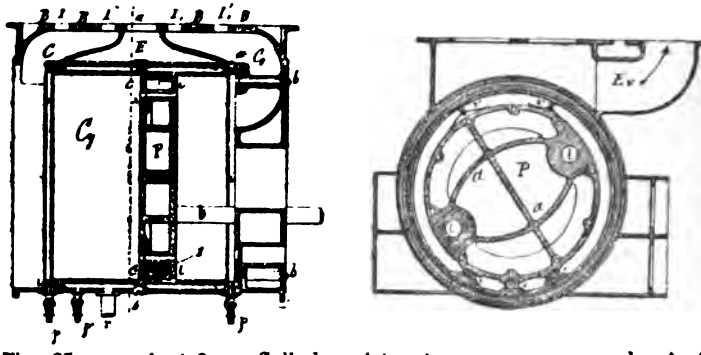


Fig. 27, vues 1 et 2. — Cylindre piston à vapeur, soupape de sûreté, accessoires.

sion intérieure de ceux-ci soit plus faible que celle extérieure provenant des chaudières. Il s'en suit donc que la pression sur le piston au moment du départ et pendant le fonctionnement, est moins forte que celle de l'entrée de la vapeur dans les orifices; il y a donc immédiatement une chute de pression, au moment du départ, qu'il faut réduire. Il faut également qu'il passe par les orifices d'introduction une quantité de vapeur suffisante pour remplir le volume libre que le piston laisse derrière lui et à une tension aussi élevée que possible. Avec les nouvelles machines et la régulation admise, au moment de l'ouverture du tiroir et le piston arrivant à l'un de ses points morts, il se produit une compression dépassant la pression initiale d'arrivée. Comme la vitesse des gaz est donnée par la même formule que celle des liquides, on peut donc admettre que cette vitesse est proportionnelle à la racine carrée de la différence des pressions intérieure et extérieure auxquelles est soumis le piston, et le volume qui passera dans la section des orifices sera donc proportionnel au produit de cette vitesse par la section des orifices. Il est donc évident que

plus la vitesse du piston sera grande, plus le volume de vapeur débité dans un temps donné sera grand — et comme on tient, pendant la durée de l'introduction, et malgré les différences de vitesses du piston pendant sa course, à maintenir la pression constante, on pourra donc donner aux orifices la plus grande section possible. Ce sont ces considérations qui ont fait établir les formules que nous avons données. Comme on le voit ces formules tiennent compte de la vitesse moyenne du piston et du volume du cylindre, mais sans y faire entrer la durée de l'introduction et la pression pendant cette introduction. — Les orifices sont généralement rectangulaires; mais comme dans les nouvelles machines les glaces des cylindres n'existent plus, que les boîtes à tiroir sont indépendantes et les tiroirs circulaires; ces orifices sont donc également circulaires; ce qui rend le fonctionnement des tiroirs beaucoup plus facile en supprimant le frottement dû à la pression qui agissait sur leur dos et leurs barrettes. La longueur des orifices est la plus grande possible afin de diminuer leur hauteur et par conséquent la course des tiroirs; mais elle ne doit pas dépasser les 0,75 du diamètre du piston afin de ne pas trop réduire leur hauteur à cause de l'étranglement de la vapeur qui est une cause de sa condensation; on prend cette longueur généralement entre les 0,50 et 0,60 de D le diamètre du piston. En dessous des tiroirs et dans l'épaisseur où se trouve pratiqué l'orifice OE sont pratiquées et en communication avec OE les deux tubulures V*u* V″ qui dans la figure 26 vue 3, représentent les tubulures d'arrivée de la vapeur au cylindre admetteur et dans d'autres l'évacuation de la vapeur de ce cylindre dans les détendeurs.

Chemise des cylindres. — Dans les anciennes machines, les cylindres étaient aussi simples que possible, des pattes de fixation et une glace dans laquelle étaient pratiqués les orifices d'introduction et d'évacuation; mais dans les nouvelles machines, ils portent une chemise; c'est-à-dire un deuxième cylindre enveloppé d'un premier et entre lequel il existe un passage libre permettant, soit à la vapeur d'arrivée d'envelopper les cylindres avant de se rendre dans les boîtes à tiroir, soit à une vapeur dite réchauffante arrivant des chaudières qui enveloppe ces mêmes cylindres d'une façon permanente. Dans la figure 26, cette chemise est venue de fonte avec l'ensemble du cylindre, tandis que dans la figure 27, elle a été ajustée dans le cylindre de fonte enveloppe. Comme on le voit, cette chemise porte à son milieu une nervure circulaire, ou une série de saillies circulaires ajustées dans l'enveloppe, elle est terminée du côté haut vapeur du cylindre par une collerette faisant joint sur la partie du cylindre qui forme couvercle, à l'autre extrémité du cylindre dont le fond est démontable, elle est renduc étanche et à poste fixe par une garniture

en cuivre rouge matée dans une gorge de forme trapézoïdale prenant mi-partie dans l'épaisseur du cylindre enveloppe, mi-partie dans la chemise. Quand le cylindre possède un couvercle et un fond démontable, l'assemblage de la chemise avec le cylindre et l'étanchéité des joints se fait avec une garniture en cuivre rouge tel que nous venons de l'indiquer. Le réchauffement des cylindres à haute pression et à grande détente étant indispensable pour maintenir une température suffisante à la vapeur dans ces cylindres et d'empêcher sa condensation par suite de l'abaissement de la température de la vapeur produite par cette grande détente qui continue à augmenter d'un cylindre à l'autre, et au dernier qui est en communication avec le condenseur, l'emploi des chemises était donc indispensable. Sur le *Colbert* et *Trident* dont les machines ont été construites par l'usine d'Indret, les plaques de fondation étaient même réchauffées par un tuyautage spécial, un niveau indiquait la présence de l'eau dans ces compartiments, et on l'évacuait aux condenseurs. C'est par ce seul moyen de réchauffage des parois des cylindres par la vapeur, que l'on évite sa condensation dans ces organes, et que l'on obtient un bon et économique fonctionnement de ces appareils. Sur les croiseurs qui fonctionnent à une pression absolue de 17 kilogrammes aux chaudières, on règle la tension de la vapeur réchauffante par des soupapes et des cylindres détendeurs spéciaux décrits dans le guide des chaudières; ces détendeurs sont placés sur chaque cylindre. Sur le croiseur le *Latouche-Tréville*, la tension de la vapeur réchauffante était réglée à 8 kilogrammes pour le cylindre admetteur, 6 kilogrammes pour le premier cylindre détendeur et 4 kilogrrmmes pour le deuxième cylindre détendeur. Cette pression de la vapeur réchauffante était en rapport avec celle de la vapeur existant dans chacun d'eux; une disposition de tuyautage permettait de réchauffer également les fonds et les couvercles des cylindres.

Le retour de l'eau de condensation se faisait dans un récipient sous pression muni d'un piston hydrostatique qui s'élevant à une certaine hauteur avec l'eau du récipient la laissait échapper aux bâches alimentaires.

D'autres moyens de réchauffage des cylindres ont été employés; ainsi, l'usine du Creusot réchauffe toutes les enveloppes à la même pression par un tuyautage spécial, muni de robinet d'introduction, l'eau de condensation se rend dans un récipient fixé sur le cylindre AR, ce récipient est muni d'un tube indicateur du niveau d'eau et d'un robinet qui permet d'expulser l'eau au condenseur lorsqu'elle atteint une certaine hauteur dans le récipient qui est placé un peu en contre-bas des cylindres. On pourrait régler l'ouverture de ce robinet de façon à obtenir une expulsion continue. La *pression* absolue aux chaudières n'étant que de 6 kilogrammes par cm².

Nature du métal de la chemise. — La chemise est généralement en fonte de fer à grains serrés susceptible d'un beau poli; elle est quelquefois en acier sur les torpilleurs. Comme nous l'avons indiqué, elle porte des saillies circulaires qui s'appuient sur des pareilles appartenant à l'enveloppe : de cette façon il ne peut se produire aucune flexion par le passage du piston.

Longueur du cylindre. — La longueur totale du cylindre comprend la course du piston, l'épaisseur de ce dernier, la hauteur de pénétration dans son intérieur des fonds et couvercles, ou du fond seulement si le couvercle est venu de fonte avec le cylindre et enfin de la hauteur des espaces neutres; c'est-à-dire de la hauteur libre entre le fond et le couvercle et le piston arrivant aux extrémités de sa course. Cet espace neutre est nécessaire pour assurer le bon fonctionnement de la machine; car la vapeur avant l'arrivée du piston à la fin de la course doit être comprimée progressivement afin de changer graduellement le portage des organes dont le mouvement va changer de sens, et éviter ainsi les chocs; cette contre-pression qui est obtenue par le fonctionnement du tiroir a en outre pour avantage de préparer le piston à revenir sur ses pas. Cet espace neutre est de plus nécessaire pour empêcher, par suite d'une cause quelconque, manque de soin dans le serrage des bielles, ne jamais rectifier leur longueur par suite de l'usure de leurs coussinets et les raccourcir en les serrant, sans rapporter des cales compensant l'usure. Dans les machines horizontales l'arbre peut être déplacé également de droite à gauche, et dans les machines verticales il tombe naturellement; il peut s'accumuler des corps étrangers sur les pistons et les fonds, des sels et des graisses durcies. Dans ces circonstances le piston pourrait donc toucher les fonds et couvercles si cet espace neutre n'existait pas.

Valeur des espaces neutres. — Dans les grandes machines on laisse généralement de 15 à 20 millimètres entre le piston à la fin de sa course et les couvercles et les fonds; cette hauteur est bien réduite dans les petits appareils; et avec les nouvelles formes des pistons s'emboîtant à fin de course dans les fonds, l'espace neutre est réduit au strict nécessaire de la sécurité de ne pas toucher les fonds. Les espaces neutres présentent des quantités variables selon le type de la machine et selon la pression à laquelle elle fonctionne, ils peuvent être estimés depuis 2 p. 100 jusqu'à 10 p. 100 du volume total du cylindre. Ces espaces neutres devant être remplis de vapeur à la fin de chaque course du piston, étaient une perte sèche de vapeur dans les anciennes machines à évacuation directe au condenseur; car, une petite partie seulement de cette vapeur correspondant à la contre-pression

était seule utilisée au moment de l'ouverture du tiroir pour produire le mouvement en sens contraire du piston. La compression dans les nouvelles machines à très haute pression est indispensable dans les espaces neutres; elle est souvent supérieure à la pression de régime; car on remarque sur les courbes des indicateurs au moment de la fermeture du tiroir à l'évacuation une augmentation sensible de la pression et sa chute au moment de l'avance à l'introduction; et au lieu de commencer au 1/10 de la course du piston elle peut commencer plutôt au 1/9 et même au 1/8.

Épaisseur du métal du cylindre. — Le cylindre est généralement en fonte de fer assez dure pour que ses parois soient bien lisses, et résistent au frottement du piston sans subir d'usure sensible et rapide; il doit toujours y avoir une différence de dureté entre le métal des cylindres et celui des garnitures du piston; il est plus rationnel que l'usure se produise sur les garnitures du piston que l'on peut facilement ramener à leur diamètre primitif par le bandage de leurs ressorts ou par des cales et les remplacer au besoin, car l'usure du cylindre donnerait lieu à des déformations qu'il serait difficile de corriger, et par suite à des fuites de vapeur; la déformation existe déjà par la différence de dilatation produite par les nervures et la résistance qu'elles présentent à ces changements réguliers de forme; la chemise atténue ces déformations par sa liberté de se dilater à peu près régulièrement. L'épaisseur du cylindre doit être suffisante pour résister d'abord à la plus grande pression de la vapeur, à celle qui peut résulter de la présence de l'eau, laquelle donne lieu à des chocs assez violents aux points morts du piston et résister aux vibrations résultant du mouvement du piston. L'eau entraînée est évacuée par les soupapes de sûreté des fonds des cylindres, mais c'est toujours à la suite d'une pression élevée ou de chocs. Et enfin l'épaisseur doit être calculée pour tenir compte de l'usure inévitable qui se produit malgré les mesures que l'on a prises pour le bandage des garnitures. En tenant compte de toutes ces considérations, si nous représentons la pression par P de la vapeur par Cm^2, par D le diamètre du cylindre, par R le coefficient du métal exprimé en kilogramme par Cm^2, nous aurons d'après la formule de résistance établie en mécanique C l'épaisseur $= \frac{PD}{2R}$.

On pourrait pratiquement donner au coefficient de résistance une valeur de 600 kilogrammes par Cm^2 si les cylindres n'avaient à supporter que la pression de la vapeur; mais dans la construction, s'ils sont horizontaux, ils servent d'appuis aux organes de détente et aux tiroirs et on a donné seulement à la valeur de R les nombres 30 kilogrammes, 50 kilogrammes et 150 kilogrammes selon les constructeurs et le système de machines.

Le maximum de fatigue des cylindres munis de chemise a lieu lorsque l'enveloppe extérieure est soumise dans certaines machines à la pression initiale du tuyau de vapeur et que l'intérieur du cylindre est en communication avec un autre cylindre à pression plus faible, ou avec le condenseur; le cylindre intérieur supporte alors de l'extérieur à l'intérieur la pression initiale P diminuée seulement de la contre-pression du deuxième cylindre ou de celle du condenseur. Certains constructeurs appliquent alors la formule $C = KD \times \sqrt{P'} + U$, dans laquelle K représente le coefficient de résistance du métal que l'on fait pour la fonte égal à 0,013 ou 0,016, u représente la surépaisseur due à l'usure et P' représente la pression absolue aux chaudières.

D'autres constructeurs emploient la formule

$$c = 0^m,01 + 0,0025\ Nd$$

dans laquelle 0,01 représente la surépaisseur due à l'usure, N la pression la plus élevée estimée en atmosphères et d le diamètre du cylindre.

L'usine d'Indret emploie les formules suivantes :

Cylindre admetteur { cylindre extérieur $e = 0^m,01 + 0,005$ PD.
cylindre intérieur, chemise $c = 0^m,012 + 0,005$ PD.

Cylindres détendeurs { cylindre extérieur $e = 0^m,015 + 0,012$ PD.
cylindre intérieur $e = 0^m,017 + 0,812$ PD.

Dans ces formules, P représente la pression absolue, D le diamètre du cylindre.

Épaisseur des collerettes fixant les fonds. — Cette épaisseur peut être donnée par la formule $e = 0^m,0011\ D\sqrt{P}$ dans laquelle D représente le diamètre moyen et P la pression ou encore par les expressions fractionnaires $\frac{4}{3}$ ou $\frac{9}{8}$ de l'épaisseur e des parois du cylindre.

Épaisseur des pattes de fixation des cylindres. — Les épaisseurs des pattes de fixation des cylindres sont les mêmes que celles des bâtis généraux des machines, leur hauteur égale trois fois le diamètre de leurs boulons de fixation.

Épaisseur des collerettes du fond. — Cette épaisseur est donnée par la formule $e_1 = 0,0011\ D\sqrt{p_1}$ dans laquelle D représente le diamètre du cylindre et p_1 la pression effective. Les parois et nervures ont une épaisseur égale à celle du cylindre ou légèrement moindre. D'après Groshof, en considérant le fond comme une

plaque circulaire chargée uniformément, si l'on représente par p la pression uniformément répartie par R la charge pratique, par E le coefficient d'élasticité de la matière, par f la flèche de courbure produite par la charge, par e l'épaisseur à donner à la plaque par r son rayon, il vient $\frac{e}{r} = \sqrt{\frac{2}{3}\frac{p}{R}} = 0.816\sqrt{\frac{p}{R}}$ et $f = \frac{1}{6}\frac{pr^4}{Ee^3}$.

4° *Fonds et couvercles des cylindres* (fig. 28, 29, 30, p. 56). — Les fonds et couvercles sont les plateaux cylindriques F faisant joint avec les collerettes des cylindres. Les fonds et les couvercles portent dans leur emboîtage dans le cylindre des échancrures en regard des orifices d'arrivée de vapeur afin de leur laisser toute leur section lorsque le piston arrive à la fin de sa course et à conserver au cylindre sa continuité dans sa partie parcourue par le piston; sans cette mesure, il pourrait arriver que les garnitures du piston en passant devant l'orifice, se détendissent, et vinssent heurter la partie découpée du cylindre; avec ces échancrures, la lèvre seule du piston d'un côté et celle de la couronne de l'autre sont les seules parties rigides du piston qui passent ou mordent seulement sur les bords des orifices. Le fond et le couvercle se composent donc d'une partie cylindrique E qui s'emboîte aux extrémités des cylindres ; cette partie cylindrique est évidée sur une partie de sa hauteur afin de ne pas présenter trop de difficultés pour le démontage des fonds, une hauteur de quelques centimètres seulement du côté des collerettes reste cylindrique; ou encore l'évidement peut avoir lieu au milieu et laisser une partie cylindrique de chaque côté de l'évidement. Les couvercles et fonds sont formés par deux cloisons CC reliées à leur pourtour par la partie cylindrique et à leur centre par l'épaisseur de la cloison du trou d'homme. L'espace vide est réchauffé comme les parois du cylindre ; et il est bien entendu que le réchauffement des fonds et des couvercles ne doit pas se faire avant celui du cylindre et de sa chemise, il doit être fait un peu après le commencement du réchauffement des cylindres ; mais si on le fait en même temps il faut de toute nécessité le faire lentement, afin que la dilatation puisse se faire en même temps progressivement et également dans les fonds et les cylindres, sans cette précaution on pourrait déterminer des fêlures dans les cylindres aux passages des orifices où la résistance est moins grande. Le joint des fonds et des couvercles avec les collerettes des cylindres se fait à l'aide de boulons ou de prisonniers dans les parties ou le passage du boulon ne pourrait avoir lieu ; ces boulons ou prisonniers sont munis d'écrous que l'on a eu soin de faire marcher avant de commencer à faire le joint. Quelquefois pour le démontage du fond ou

du couvercle, le filet des boulons ou des prisonniers peut être abîmé, il faut donc repasser la filière ou faire au tiers point ce qui est impossible de faire à la filière. L'étanchéité du joint s'obtient en intercalant entre la collerette du fond et la pince du cylindre, une tresse en chanvre traversée quelquefois dans sa largeur par les boulons, ou simplement placée du côté de la naissance de la collerette ; la tresse peut être appliquée indifféremment contre la face de la collerette du fond ou sur la pince du cylindre ; afin qu'elle ne se déplace pas, on la suspend par des fils à voile à divers boulons ; si elle fait partie du fond, il faut bien s'assurer qu'elle ne fait pas de plis. Cette tresse doit être battue si elle a déjà servi afin d'enlever les parties dures de la matière qui avait servi à faire le joint. Lorsque le fond ou le couvercle est en place, que la tresse, ne s'est pas déplacée, on serre déjà le fond par le serrage de quatre boulons formant un quadran, ou situés sur les extrémités de deux diamètres perpendiculaires; ensuite on effectue le serrage complet du joint en serrant successivement chacun des boulons et toujours à l'opposé, il faut éviter le gauche qui se produirait entre la collerette et la pince si on serrait les écrous à tort et à travers. Lorsque les visites du cylindre doivent être souvent répétées, si l'on veut que la tresse ait une longue durée, il ne faut pas qu'elle soit décollée soit de la collerette, soit de la pince et pour cela, il suffit d'enduire la face qui doit rester adhérente, de céruse, et l'autre face doit être recouverte d'un délayage de mine de plomb avec de l'huile de lin, ou de la graisse métallique Belleville; cet enduit forme une surface très lisse, étanche et ne présentant aucune difficulté pour le démontage; il en résulte donc une économie de tresse et une facilité de démontage et de remontage du fond ou du plateau. On peut aussi employer une rondelle en plomb enduite d'un filet de minium sur tout son pourtour en ayant soin d'entourer du même filet les trous de passage des boulons ; on met sur le cordon de minimum des fils à voile ou un fil de caret ou encore avec une bande de carton d'amiante sur une des faces de laquelle on appliquera comme avec une tresse ordinaire de la céruse et sur l'autre face, soit de la graisse Belleville, soit un mélange de plombagine et d'huile de lin. Pour les cylindres des torpilleurs on emploie souvent entre la collerette du fond et la pince du cylindre une simple couronne en papier trempé dans l'huile de lin, les pinces et collerettes étant parfaitement planées et possédant deux ou trois rainures circulaires et concentriques, par la pression du joint, le papier remplit ces rainures et l'étanchéité du joint est complètement assurée. Lorsque les faces des pinces et des collerettes sont bien planées, bien parallèles entre elles et possèdent ces rainures, on peut faire le joint par l'interposition d'un simple filet de minium ou de mastic Serbat ; mais par ce procédé, le décollage des plateaux est quelquefois difficile,

il faut employer des coins, et s'exposer à décoller les pinces; tandis que par les autres procédés, avec quatre vis que l'on visse dans quatre trous du fond ou du couvercle, et lesquelles appuient sur les pinces du cylindre, on décolle les joints sans difficultés ; ces vis sont situées sur deux diamètres à angles droits. Sur certaines machines, la collerette du couvercle est placée à l'intérieur du cylindre et si dans cette disposition on a l'avantage de l'appui de la collerette contre la pince du cylindre par la pression intérieure, et peut-être assurer une plus longue durée au joint et diminuer la longueur du cylindre, ce qui est la condition la plus en vue à obtenir, le démontage de ce joint ne peut être fait qu'en démontant le piston. Ce qui est bon, dès le principe pour une machine neuve, peut présenter des difficultés de démontage à l'avenir, et cet inconvénient doit être pris en considération dans la construction d'une machine.

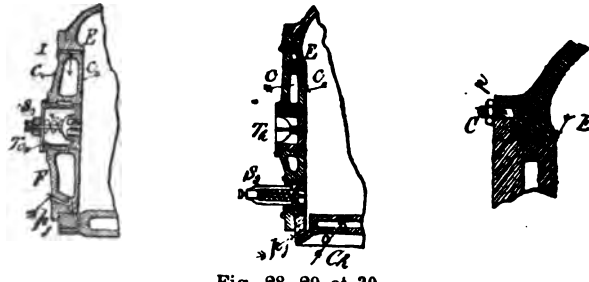


Fig. 28, 29 et 30.

Cy, cylindres.
F et C, fonds ou couvercles des cylindres.
Th, trou d'homme.
C,C, cloisons formant l'ensemble des couvercles et des fonds.
ee, espaces libres entre les cloisons.
Ss, soupape de sûreté placée sur le trou d'homme (fig. 28) ou sur la partie inférieure (fig. 29).
pj, purge des cloisons des plateaux.
pj', purge des cylindres.
I, orifices des indicateurs de pressions.
p, prisonniers à embase de fixation des plateaux.
Ch, chemise du cylindre.
E, partie cylindrique pénétrant dans le cylindre.

Pour éviter le démontage fréquent des fonds et des couvercles, ces derniers possèdent des trous d'hommes *Th* qui permettent le nettoyage des cylindres et la visite des garnitures ; sur les cylindres bout à bout à cause du manque d'espace, ces visites sont toujours difficiles. Les soupapes de sûreté des cylindres sont quelquefois fixées sur les fonds et couvercles afin de ne pas percer un autre orifice et quand ces fonds sont de petits diamètres comme cela existe dans les cylindres admetteurs des machines à plusieurs cylindres : cette disposition sera observée sur les planches représentant les divers types de machines ; mais rien n'est changé au mode d'action de ces soupapes de sûreté dont les différents types sont décrits plus loin.

La tension des ressorts des soupapes de sûreté des cylindres est réglée de telle façon qu'elles ne puissent se soulager que sous une pression supérieure de 1/4 d'atmosphère absolue des chaudières. Cette tension des ressorts n'est qu'un point de départ, car leur flexion étant déterminée à froid, à chaud elle est augmentée; leur tension n'est donc définitivement arrêtée qu'après l'échauffement de la machine et les premiers tours de son balancement, elle est successivement réglée pour les cylindres détendeurs. Le temps de fonctionnement étant une cause d'affaiblissement dans la résistance des ressorts, il faut donc souvent les rectifier. Les soupapes sont en bronze ainsi que leurs sièges.

5° *Détail complet de tous les organes qui constituent l'ensemble d'un cylindre* (fig. 26, p. 46).

1° Le cylindre lui-même, *cy*.

2° Ses pattes de fixation, *pp*.

3° Sa glace : ses orifices d'introduction, celui d'évacuation au condenseur ou dans le deuxième cylindre.

4° Les bandes de la glace.

5° Les purges des évidements de la glace selon sa position.

6° Les chemises, les enduits de la vapeur réchauffante, le mode de fixation des chemises.

7° Les trous d'homme pour visite des cylindres.

8° Les soupapes de sûreté placées soit sur les trous d'hommes, pour visite des cylindres.

9° Les robinets de purge des cylindres, leur soupape pour empêcher la rentrée d'air pendant leur ouverture, lorsque l'eau est évacuée, leurs leviers de manœuvre.

10° Les robinets et tuyaux réchauffeurs.

11° Les robinets pour les indicateurs.

12° Les robinets de vapeur pour faciliter la mise en marche, cylindres détendeurs et admetteurs dans les machines à deux cylindres.

13° Les robinets et tuyaux pour assurer le graissage.

14° Les tubulures pour l'introduction et l'évacuation de la vapeur soit au condenseur, soit dans un cylindre détendeur, presse-étoupe de ces tubulures avec les tuyaux. Boîte à tiroir, à détente, tiroir détente.

Pour mieux faire ressortir cette nomenclature nous donnerons la légende explicative ci-dessous relative à un cylindre détendeur d'une machine à trois cylindres (fig. 26, vues 1 et 2).

GG, glace du cylindre.

II-II', orifices d'introduction.

Oi-O'i, conduits de vapeur dans le cylindre.

V', arrivée de la vapeur de la chaudière.

V'', sortie de la vapeur de la chemise *Ch* enveloppant le cylindre

et conduisant la vapeur dans la boîte à tiroir de l'admetteur.

BB, bandes de la glace du cylindre.

E.E, évidements de la glace entre les orifices, récipients renfermant de l'eau graisseuse lubrifiant les barrettes des tiroirs.

Th, trous d'hommes des fonds et couvercle.

fe fé, fonds et couvercles des cylindres.

eé, échancrures pratiquées dans les fonds pour laisser le passage, complet de la vapeur.

pe pe, bossages pour les faites à étoupe des presse-étoupes des tiges du piston (fig. 26, vues 1 et 4).

Ch, chemise des cylindres.

OE, orifice évasé pour l'évacuation de la vapeur.

pp, robinets de purge des cylindres manœuvrés ensemble par la tringle *tr*.

p'p', robinets de purges des chimères manœuvrés par la tringle *t r*.

popo robinets de purge des fonds.

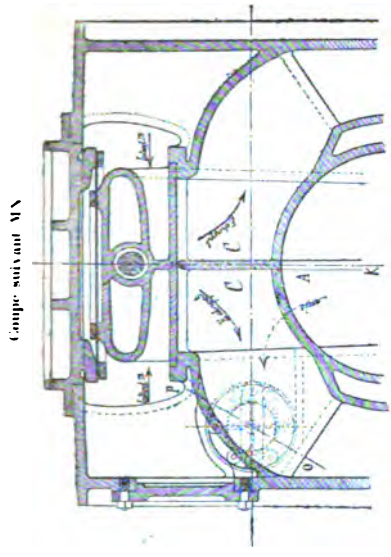
O_1, vue 3, orifice ou pasage direct de l'arrivée de la vapeur se rendant directement dans la tubulure V''.

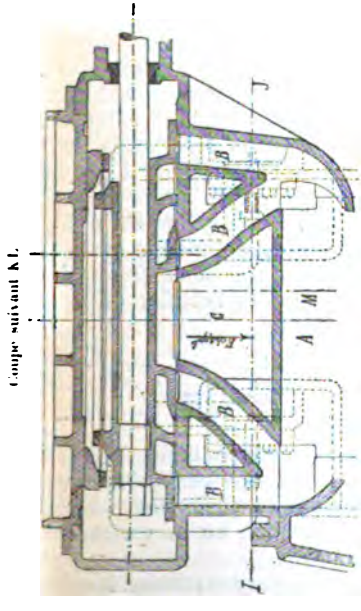
R_1, vue 5, disposition d'un robinet de purge des cylindres, muni d'une soupape empêchant l'air d'entrer dans le cylindre sous une pression plus faible que celle de l'extérieur.

DÉTENTE COMPLÈTE DE LA VAPEUR DANS UN CYLINDRE

On dit que la vapeur a subi une détente complète dans un cylindre, lorsque sa tension au bout d'une certaine partie de la course du piston correspondant à la fin de l'introduction et à la période d'évacuation de cette vapeur, est un peu supérieure à la tension de la vapeur qui existe dans le cylindre dans lequel elle évacue ou à celle des gaz du condenseur s'il s'agit du dernier cylindre, cet exès de pression est nécessaire pour produire l'écoulement de l'évacuation. Ainsi, avec une contre-pression suffisante aux extrémités de course du piston, on peut supprimer la perte due à l'espace neutre. Quand la détente est incomplète, il est généralement avantageux, au point de vue du mouvement, d'établir une contre-pression pouvant atteindre 5 p. 100 en plus de la pression résultant de la détente.

Sur le *Latouche-Tréville* d'après les courbes relevées à différentes allures, cette contre-pression a pu s'élever à 15 p. 100 au-dessus de la pression restante après la détente, et dans le cylindre admetteur au-dessus de la pression des chaudières. Au point de vue thermique on a remarqué qu'il était aussi avantageux de pousser la contre-pression dans l'admetteur au delà de la pression des chaudières; le réchauffement qui résulte de cette contre-pression ayant une grande influence sur la réduction des pertes internes





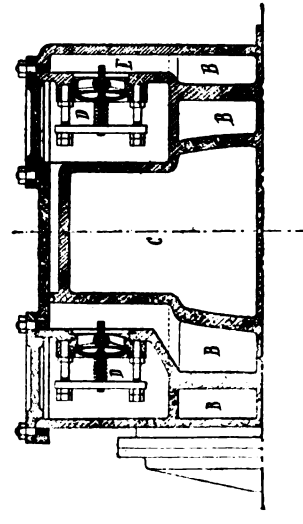


Fig. 31.

A, cylindre admetteur.
B, admission de vapeur.
E, communication des soupapes D avec le cylindre A.
C, échappement.
D, soupapes.
D'D' compartiments mis en communication avec le cylindre admetteur et la boîte à tiroir du détendeur.
RR, ressorts régulateurs des soupapes DD.

dues à la condensation de la vapeur. La perte dynamique qui atteint 6 à 10 p. 100 dans les machines à grands espaces neutres peut atteindre 15 p. 100 s'il n'y a pas de compression; elle s'abaisse au 1/3 de ces estimations si la compression est suffisamment prolongée.

La vapeur par cette compression dépend de la température et de l'énergie.

Disposition d'un cylindre de machine de torpilleur construite par M. Normand (fig. 31).

Pour limiter et graduer cette contre-pression, M. Normand a ajouté dans des compartiments ménagés dans la boîte à tiroir des compartiments D_1 D_1 qui, par l'intermédiaire des soupapes DD, mettent en communication les orifices BB du tiroir du cylindre admetteur avec l'échappement C ; les ressorts R R des soupapes D D sont réglés pratiquement et de telle façon à ce que la compression dans le cylindre admetteur A soit suffisante, et comme cet excès de pression n'agit pas en dehors des limites prévues, l'excédent se rend dans la boîte à tiroir du premier détendeur et sans décoller le tiroir de l'admetteur, il n'y a donc pas de perte de vapeur due à cette contre-pression qui s'élève graduellement et à point voulu s'évacue dans la boîte à tiroir du détendeur. Mais si ces ressorts viennent soit à se détendre, soit à se friser, il faut donc enlever leur tampon de visite pour les rectifier ou les remplacer. Ce système ne s'est pas propagé.

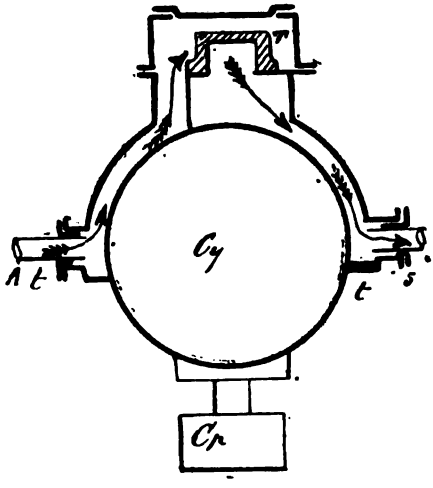


Fig. 31 *bis*.

CYLINDRES DES MACHINES OSCILLANTES

Comme ces machines sont généralement inclinées afin d'équilibrer les poids des différentes pièces en mouvement, on a placé à l'extrémité inférieure un contrepoids *Ch* ou cylindre à vapeur. Le tiroir T est en coquille et l'introduction de la vapeur se fait par le tourillon A*t* et l'évacuation par *ts*.

Quand il y a deux tiroirs, entre les deux tourillons, il existe un

canal antérieur qui met les deux tiroirs en communication avec l'arrivée de la vapeur. Cette disposition est représentée dans la planche relative à ce système de machines.

Dans quelques machines de torpilleurs, on verra aussi la distribution spéciale de la vapeur par un tiroir *ad hoc* pour réchauffer les cylindres détendeurs.

SOUPAPES DE SURETÉ DES CYLINDRES

D. — Quel est le but des soupapes de sûreté des cylindres ?

R. — Le but des soupapes de sûreté des cylindres est de laisser échapper l'eau qui pourrait exister dans ces organes, soit par suite d'une condensation exagérée de la vapeur provenant d'un réchauffement insuffisant des chemises et principalement dans les cylindres en communication avec les condenseurs, soit par suite d'un entraînement de l'eau des chaudières, entraînement dû à un niveau trop élevé ou à une diminution brusque de la pression résultant d'une mise en marche trop rapide de la machine ou d'une chauffe exagérée avec un nombre trop faible de chaudières allumées pour une marche trop grande même momentanée que l'on veut obtenir. Les entraînements d'eau sont encore dus à la nature de l'eau d'alimentation, avec l'alimentation monohydrique, au bout d'un certain temps, l'eau est chargée de matières grasses, alliées à d'autres provenant de la décomposition des huiles; dans ce cas, il faut faire des extractions de surface et renouveler l'eau le plus tôt possible.

Les causes de la présence de l'eau dans les cylindres que nous venons d'énumérer étant faciles à éviter, et souvent se réduisant a deux : abaissement subit de la pression par une marche rapide et réchauffage insuffisant de la machine, il sera facile de prendre des mesures en conséquence pour éviter ces entraînements.

D. — Quels sont les principaux types de soupapes de sûreté employés dans les machines marines?

R. — Ces types sont :

1° Le type Mazeline (fig. 32);
2° Le type d'Indret (fig. 33);
3° Les types du Creusot (fig. 34);
4° Les types Claparede (fig. 35).

1° *La soupape Mazeline* placée à la partie inférieure du fond et du couvercle dans un logement ménagé par la fonderie.

L'ensemble de cette disposition comprend un siège *ss* en bronze parfaitement ajusté dans son logement, portant une traverse K percée à son centre d'un trou *1* pour le passage de la contre-tige *t'* de la soupape *s* légèrement bombée dans sa forme, également

en bronze et appuyant sur le siège par une zone conique; le dessus de la soupape *s* est terminé par une croissance de matière en forme de crapaudine dans laquelle vient appuyer la tige *t* du cylindre *b* dans lequel est logé le ressort R de pression sous la soupape *s*; un étrier *ee* logé dans le compartiment de la soupape et fixé par une extrémité à un rebord de son logement et à son autre extrémité portant une vis V appuyant sur un chapeau *c'* logé dans le cylindre *b* et comprimant le ressort R à la demande de la charge de la soupape; un contre-écrou *e'* fixe la vis dans la position qu'il convient. Au-dessus de la soupape *s* est placée une rondelle en caoutchouc C qui vient s'em-

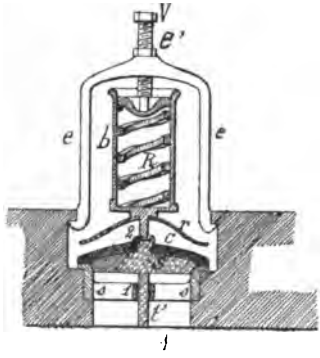


Fig. 32.

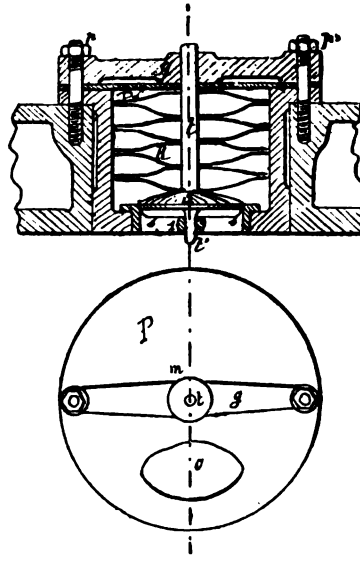


Fig. 33. — Vues 1 et 2.

boutir contre une cloche *r* en cuivre jaune quand la soupape fonctionne. Cette membrane appuyée sur la soupape est un double moyen d'obtenir l'étanchéité de celle-ci: mais il est à remarquer que quand la soupape *s* se soulage, l'eau chaude et la vapeur viennent frapper contre la rondelle en caoutchouc et la détériorent promptement. L'étrier est introduit sous son logement par deux canelures pratiquées dans l'épaisseur du rebord.

2° *Type d'Indret* (fig. 33). — Comme dans la disposition Mazeline cette soupape est logée dans un évidement pratiqué dans l'épaisseur du couvercle et du fond. L'ensemble comprend la soupape *s* en bronze appuyant sur son siège S également en bronze; la zone de partage est conique et parfaitement ajustée sur la partie supérieure du siège de même forme. La soupape est guidée par sa tige T et sa contre-tige *t*; elle est appuyée sur son siège à l'aide d'une

série de ressorts à lame R; amenés à la tension voulue à l'aide d'une traverse *g* agissant elle-même sur un masque P appuyant sur les ressorts par le serrage des prisonniers *pp'* de la traverse *g*. Ce masque P est percé d'un trou O pour permettre l'échappement de l'eau et de la vapeur.

Si par suite de la fatigue des ressorts la soupape venait à se soulager à une pression inférieure à celle pour laquelle elle a été calculée, il faudrait introduire une rondelle entre le masque O et la traverse *g* afin d'obtenir une tension nouvelle des ressorts et correspondante à celle voulue. La tension des ressorts des soupapes est fixée par la surface de celles-ci et la pression maximum prévue dans chaque cylindre et augmentée de 1/4 d'atmosphère.

3° *Types du Creusot.* — Dans cette disposition, la soupape *s* qui est en bronze est également logée dans un évidement des fonds, elle repose sur un siège en bronze par une zone conique, elle porte une contre-tige *t* passant dans l'œil central du siège; un ressort en spirale R appuie cette soupape sur son siège par l'intermédiaire d'une vis V munie d'un contre-écrou *c*; cette vis appuyée sur une plaque P s'emboîtant dans la partie cylindrique des spires du ressort R et pressant par sa couronne sur la partie extérieure. La boîte à soupape est surmontée d'une calotte *cc* en bronze percée de trous *oo* pour laisser échapper l'eau. Plusieurs autres dispositions ont été adoptées dans les nouvelles machines à haute pression et où les cylindres admetteurs ont de petits diamètres; ces dispositions sont représentées dans les planches relatives à ces machines, voir celles du *Fleurus* et du *Dupuy-de-Lôme*.

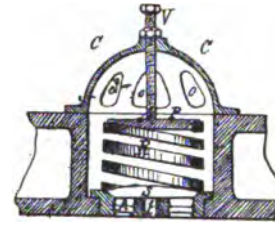


Fig. 34.

SOUPAPE DE SÛRETÉ DU « GALLOIS »

Cette soupape est placée à chaque extrémité du cylindre et sur le côté; le fond ne permettant pas de les recevoir.

4° Comme il est indiqué par la figure 35, la soupape C est logée dans une boîte en bronze composée de deux parties B et B' la partie B' étant fixée au cylindre et porte le siège de la soupape C dont la zone de partage est conique, des nervures *nn* pénètrent dans l'intérieur des spirale du ressort R; à la partie supérieure du ressort est également emboîté un cylindre creux M terminé par une partie pleine *p* servant de butoir à la partie *p'* de la soupape C

lorsque celle-ci se soulève; la pression ou la bande du ressort R est obtenue par la vis V, appuyant dans le fond de la pièce M et celle-ci par une embase *cc* comprime les spires du ressort.

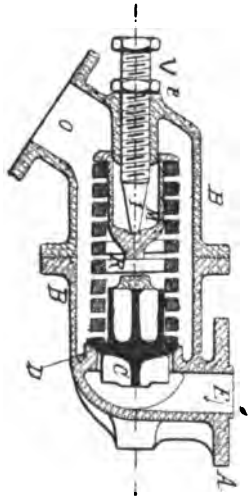


Fig. 35.

La communication de la soupape avec le cylindre est en E et l'expulsion de l'eau par le conduit O débouchant dans un collecteur qui conduit l'eau dans un récipient qui peut être mis en communication avec les bâches soit avec celui d'aspiration des pompes alimentaires.

La surface des soupapes est généralement composée dans les nouvelles machines entre le 1/30 et le 1/50 de la surface du piston.

Établir la tare des ressorts. — Pour cela, connaissant la surface de la soupape calculée sur le diamètre moyen de la zone de partage, il faut multiplier cette surface par la pression maximum du cylindre, au moment de la contre-pression qui peut être estimée au 1/5 en plus de la pression normale et maximum de la vapeur aux chaudières. Par ce produit on aura la pression à laquelle il faudra opposer la résistance d'un ressort. Pour avoir cette tension il faudra construire son échelle de pression en servant de poids marqués, ou en se servant d'une balance, et en plaçant la branche verticale d'une équerre afin que la flexion du ressort se fasse verticalement, et qu'il n'existe aucune erreur dans l'estimation. Une fois que l'on aura les flexions en mm. pour un poids déterminé, on pourra agir sur la vis V.

LE PISTON ET SES ACCESSOIRES, SES GARNITURES, SA COURONNE, SA TIGE, ETC.

D. — Qu'est-ce que le piston ?

R. — Le piston est l'organe récepteur du travail moteur de la vapeur qui s'effectue dans le cylindre. Sous l'action de la pression de la vapeur qu'il reçoit alternativement sur chacune de ses faces, il prend un mouvement rectiligne de va et vient dont l'amplitude constitue la longueur de sa course qui est limitée par la longueur du rayon de la manivelle; à l'aide de ses tiges ou d'une tige seule, et de la liaison de celle-ci avec le pied de la bielle dont la tête est

reliée au tourillon de l'arbre moteur, son mouvement rectiligne alternatif qu'il effectue, est transformé en mouvement circulaire continu à l'arbre moteur, lequel possède alors les deux facteurs du travail, effort et chemin parcouru par un point quelconque de sa circonférence. C'est sur cet arbre, que dans un atelier sont fixées les différentes poulies qui, à l'aide de courroies ou d'engrenages, transmettent à chaque machine-outil la part de travail qui lui est nécessaire; c'est également sur la suite des arbres à l'arbre moteur, que les propulseurs hélices ou roues calées sur l'arbre porte-hélice ou roues utilisent le travail qui leur est communiqué, et transforment les deux facteurs effort et chemin parcouru en locomotion des bâtiments. Ces sur les pistons qu'à l'aide de courbes de pression relevées dans les cylindres on calcule la puissance des machines en tenant compte de l'effort moteur et du chemin parcouru pendant l'unité de temps. En appelant C la course du piston, 2 C représenteront un tour, *n* tours donneront par 1' le chemin parcouru et ce nombre divisé par 60 la vitesse par 1''' d'ou $V = \frac{2cN}{60}$.

D. — De quoi se compose le piston ?

R. — Le piston se compose (fig. 36) :

1° D'un disque P en fonte de fer pour les anciennes machines à moyenne pression. (Ce piston était lourd, sujet à avaries, et à cause de son poids et de la nature de son métal, ne pouvait pas se prêter aux grandes vitesses.) Ce disque *p* est composé de deux plateaux DD' réunis par des cloisons circulaires *ee* et armés de nervures verticales intérieures *nn*, consolidant les plateaux DD'. Le plateau D portant une saillie tournée a un diamètre un peu plus petit que celui du cylindre et sur laquelle viennent reposer les bagues *bb* ou garnitures du piston.

2° De ses garnitures ou bagues *bb*;

3° De leurs ressorts d'appui *rr*, bandés à une tension de 0^{kg},200 par centimètre carré;

4° De leur couvre-joint J, réunissant la coupure de leur extrémité;

5° Des cales de centrage et d'appui du piston *dd*.

6° De la couronne CC, et de ses boulons *v* de fixation au piston;

7° Des bossages TT par l'emmanchement des tiges;

8° Des vis de bandage des ressorts avec écrou et contre-écrou pour donner cette bande, en desserrant l'écrou intérieur et en serrant l'écrou extérieur.

Les évidements E compris entre les deux plateaux DD' et les nervures *nn*, étaient remplis de sable pour la coulée; c'est par des trous pratiqués dans ces plateaux qu'on a retiré cette matière; c'est par des bouchons ou tampons *bb* taraudés dans l'épaisseur

d'une face d'un plateau qu'on a fermé ces trous; des vis frein *vv* empêchent ces tampons de se desserrer, on les a légèrement matés extérieurement pour assurer leur étanchéité et préserver les compartiments vides de toute humidité, et la conservation des filets des tampons *bb*; toutes ces précautions ne sont pas toujours suffisantes pour atteindre ce but indispensable; car, il est arrivé que le filetage de ces tampons a été complètement détérioré et qu'ils sont tombés dans les cylindres en donnant lieu à de graves avaries; le filet dans la fonte laisse à désirer.

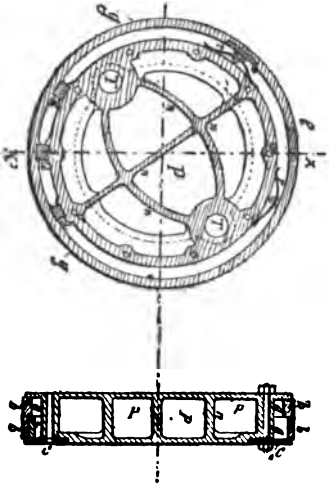


Fig. 36. — Vues 1 et 2.

Une autre disposition de fermeture de ces trous a été employée et paraît donner de meilleurs résultats sous tous les rapports. Cette disposition consiste en un tampon *bb*, conique, évasé intérieurement en forme de queue d'aronde K; par le trou on introduit un boulon à ancre ou à té; on serre le tampon, et une fois serré à outrance, on coule du plomb dans l'évidement K que l'on mate fortement. Par ce moyen, on voit qu'avec l'ajustage conique du tampon et par le plomb qui sert de

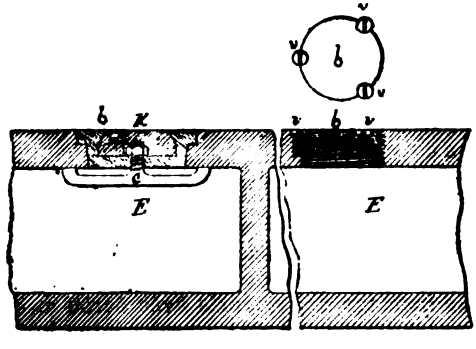


Fig. 37. Fig. 36. — Vue 3.

frein à l'écrou de serrage, on peut compter sur une sécurité à peu près parfaite tant pour l'étanchéité du joint que par sa solidité; les vis *vv* sont également munies de goujons frein affleurés.

Disposition du Creusot. — Pour fermer les trous à sable, le Creusot emploie des entretoises taraudées à chaque extrémité, évidées au milieu, les trous de passage sont légèrement fraisés; les entretoises sont vissées à force et rivetées ensuite, on conçoit également que par ce moyen l'étanchéité et la solidité soient parfaitement assurées.

Dans ce piston qui sera encore représenté dans la nomenclature des différentes formes de piston; la garniture se compose d'une garniture unique G, des écrous E dans lesquels se vissent les vis V de fixation de la couronne au corps du piston; de la série de ressort *rrr*, disposés par trois et des intretoises E', fermant les trous de sable.

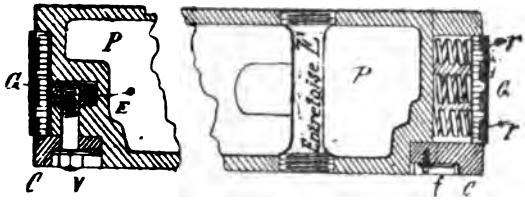


Fig. 37 *bis*.

De ses garnitures. — Les garnitures du piston qui sont métalliques peuvent consister en une seule bague en fonte de fer ou en acier; si elle est en fonte, et pour les cylindres horizontaux, elle est antifrictionnée; cet alliage peut varier dans la composition des métaux selon le constructeur, mais il est généralement composé de 4 parties de cuivre rouge, de 8 d'antimoine et de 88 d'étain. Cet alliage est suffisamment résistant à la pression que le poids du piston établit sur les parois inférieures du cylindre, il procure un frottement doux, ne produisant aucune rayure sur les parois du cylindre; l'antifriction est maintenue sur le pourtour de la garniture à l'aide de queues d'aronde. La garniture pour les cylindres horizontaux est généralement excentrée, son épaisseur est plus forte en bas que vers les extrémités où elle est coupée; cette coupure peut présenter plusieurs variétés, selon le nombre de bagues qui constitue la garniture complète, et selon l'idée du constructeur; cette différence d'épaisseur leur donne une bande naturelle. Les différentes coupures d'une garniture composée de plusieurs bagues sont représentées par la figure 38, vues 1,2 et 3.

1° Elles sont coupées en trapèze, vue 1; avec coin d'étanchéité, en biseau, vue 2, et comme elles sont doubles, on fait en sorte que la coupure de chaque garniture fasse un angle suffisamment grand pour que la coupure de chaque garniture ne soit pas comprise dans l'angle qui forme la longueur des orifices du cylindre;

cet angle est prévu par la construction; sans cette précaution, les garnitures en se dilatant prendraient dans l'orifice.

2° Les garnitures peuvent se croiser moitié par moitié de leur largeur (voir 3); dans cette disposition, on voit que les extrémités *bb* en glissant l'une sur l'autre, avec un espace libre *c*, assurent l'étanchéité demandée et en même temps elles peuvent se dilater; des ressorts *ss* placés de distance en distance empêchent ces garnitures de fléchir et assurent leur contact avec les parois du cylindre.

3° Dans les garnitures du piston Mazeline (fig. 38, vues 2 et 4 et fig. 41), la garniture complète se compose de quatre bagues, deux extérieurs *gg* coupées en biseaux et deux intérieures *bb* réunies à leur coupure par un hexagone; par cet hexogone, les garnitures intérieures ne forment qu'un cercle continu, et par leur dilatation, en augmentant de diamètre, elles appuient naturellement contre les garnitures extérieures qu'elles obligent à porter contre les parois du cylindre; mais en dehors de ce moyen de jonction il existe encore trois ressorts également répartis à leur partie supérieure, en regard, et de droite et de gauche de l'orifice, qui complètent le contact avec le cylindre, en tenant compte, comme somme de l'appui, de la bande naturelle des garnitures, et de celle fournie par ces trois ressorts. Comme il est indiqué par le dessin complet du piston Mazeline (fig. 41), il existe également des cales de centrage, sous lesquelles on peut introduire des cales de différentes épaisseurs pour ramener le piston constamment à sa position primitive, de façon à ce que les tiges du piston passent par le centre des presse-étoupes, ou soient un peu plus élevées que ce centre, pour tenir compte de l'usure qui se produit inévitablement sur les garnitures des pistons. Il faut empêcher le portage des tiges du piston sur le grain du presse-étoupe, c'est ce qui détermine à élever un peu les tiges du piston au moment du centrage pour ne pas donner lieu à un frottement sur la petite surface des grains, frottement qui occasionne des échauffements qu'il est toujours difficile de combattre; les tresses se brûlent et disparaissent en morceaux du presse-étoupe, ou plutôt en résidu poussiéreux.

Lorsque la garniture complète est composée d'une seule bague, (fig. 39 vues 1 et 2) pour assurer son étanchéité à sa coupure, on se sert alors d'un couvre-joint. Ce couvre-joint se compose d'une plaque circulaire PP, généralement en bronze parfaitement ajustée sur son pourtour contre la face *cg* intérieure de la garniture. Cette plaque circulaire porte deux tenons *t* et *t'*, le tenon *t* est ajusté dans une rainure pratiquée sur le pourtour de la carcasse du piston, et *t'* dans un évidement *e* pratiqué aux deux extrémités de la garniture, et laissant un jeu suffisant pour la dilatation de cette garniture; le couvre-joint est fixé par une de ses extrémités

à la garniture par les vis *v v*, tandis que l'autre extrémité peut glisser à frottement sur la garniture, une vis V' logée dans une mortaise *M* sert de guide et au cas de besoin à appliquer le couvre-joint contre la garniture.

Par cette disposition, on voit d'une part que la garniture peut se dilater librement, et que d'autre part l'étanchéité est assurée par le glissement sans jeu du couvre-joint contre la garniture ; elle peut s'infléchir sous la pression de l'eau résultant d'un entraînement des chaudières. Cette garniture peut être employée pour les machines horizontales ou pour les machines verticales : mais comme nous le verrons dans les variétés des pistons, ces derniers ont toujours des cales de centrage. Il ne faut pas que le piston, en regard des orifices soit poussé au bord opposé par le jet de vapeur qui arrive ; les ressorts pourraient se prêter à cette poussée

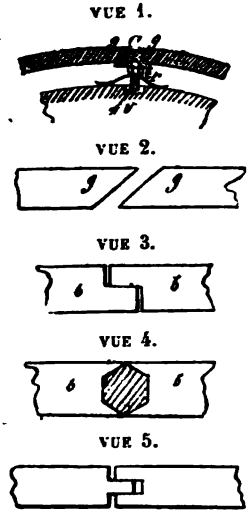


Fig. 38.

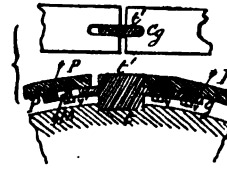


Fig. 39. — Vues 1 et 2.

et les garnitures fléchir, tandis que avec des cales tout autour, le piston reste centré.

Dans la coupure trapézoïdale de la figure 38, vue 1, on voit qu'avec le coin *c* dont on peut régler l'enfoncement entre les deux extrémités de la garniture à l'aide d'un ressort *r* et d'un écrou *e* qui appuie sur ce ressort, la réaction du ressort agit sur le coin *c* et écarte les extrémités de la bague ; on obtient donc en même temps et la bande de la garniture et l'étanchéité.

LOGEMENT DES GARNITURES DANS LE PISTON

Les bagues *bb* sont logées dans une gorge *gg* circulaire formée par la lèvre de la cloison inférieure du piston et par la couronne *cc*. Cette couronne peut être en fonte de fer, ou en fer, ou en

acier, elle est parfaitement planée ; elle est fixée à la carcasse du piston, soit par le moyen de boulons avec écrous, vue 2, ou à l'aide de vis se vissant dans des écrous noyés dans l'épaisseur du piston, les têtes des boulons portent un ergot noyé dans la matière du piston et les écrous des boulons sont munis d'un frein circulaire fixé à la couronne par des prisonniers dont les extrémités sont pourvues de goupilles ouvertes ; le frein peut être fractionné pour chaque écrou (vue 3).

La garniture consistant en une seule bague peut embrasser toute l'étendue du piston, ou n'avoir que l'épaisseur comprise entre la lèvre inférieure du piston (fig. 40), mais dans l'un et

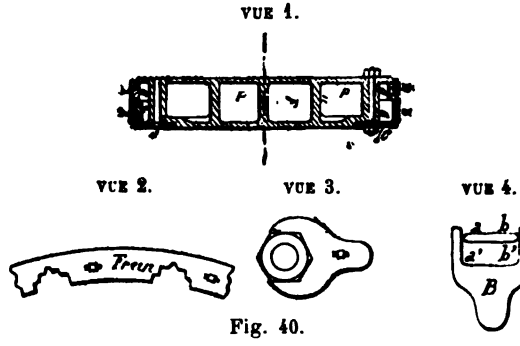


Fig. 40.

l'autre cas, elle doit glisser librement et sans jeu dans l'espace annulaire qui lui est réservé, entre la lèvre inférieure du piston et la couronne et pour s'assurer qu'elle aura ce mouvement libre, on fait un calibre B (fig. 40, vue 4) embrassant exactement la hauteur de la garniture *a b* et une jauge *a' b'* qui représente sur toute la circonférence du piston l'espace annulaire libre entre la face du piston et celle de la couronne, quand cet espace libre est reconnu uniforme ainsi que l'épaisseur des garnitures, on est certain que la couronne étant serrée à poste la garniture aura un logement suffisant pour se dilater librement dans son espace annulaire sans donner lieu à la moindre fuite de vapeur. On ne saurait trop prendre de précautions pour s'assurer que cet état existe. Quelquefois, la couronne pourrait avoir été voilée et coincer la garniture en quelques endroits. C'est donc pour éviter cet inconvénient que l'on fait usage de ce calibre.

SERRAGE DES GARNITURES

Le serrage ou bandage des garnitures présente plusieurs dispositions comme nous l'avons déjà vu, soit par de simples res-

sorts dont la tare de flexion est déterminée soit par une balance, soit par des poids marqués en ayant soin de noter à chaque augmentation régulière de poids, la flexion de la flèche du ressort à l'aide d'un double décimètre maintenu bien vertical sur le marbre où on l'opère ; en connaissant la flexion de chaque ressort pour un poids déterminé, on connaîtra donc la tension que l'on aura obtenu pour chaque ressort. Sur le piston du *Bien-Hoa*, construit par les Forges et Chantiers de la Méditerranée, la tension des ressorts *rr* se fait à l'aide de vis VV emprisonnées par une embase *e*, emprisonnée par la couronne *c* ; ces vis VV se vissent dans des écrous E E taillés en forme de coin sur une de leurs faces qui glisse sur une cale K ayant la même inclinaison, mais contraire à celle de l'écrou, de telle sorte que lorsque l'écrou descend, la cale s'écarte horizontalement selon le diamètre et appuie sur les ressorts *rr* et par conséquent sur la garniture *gg* qui s'applique alors régulièrement contre les parois du cylindre.

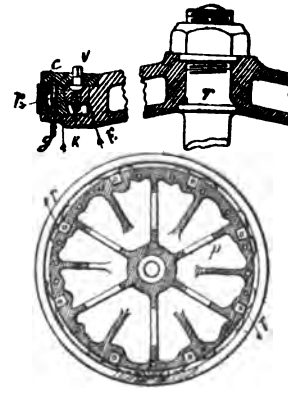


Fig. 40 *bis*.

Dans les descriptions des différents pistons employés dans la marine, on trouvera les différentes garnitures, ainsi que leur mode de serrage.

DIFFÉRENTS SYSTÈMES DE PISTONS EMPLOYÉS

Dans les différents systèmes de pistons employés dans la marine, nous ferons ressortir les dispositions relatives aux garnitures, leur mode de serrage et la modification qui a été apportée dans la forme des pistons en employant l'acier au lieu de la fonte, dans le but d'en augmenter la résistance tout en diminuant leur poids et les seuls qui puissent être employés dans les machines puissantes et à grande vitesse.

Dans cette description, nous commencerons par les pistons des anciennes machines à moyenne pression qui ont été le point de départ de la construction des machines actuelles.

Piston Mazeline (fig. 41). — Ce piston P se compose d'un disque circulaire D et de la carcasse K'K' intérieure évidée et de la couronne C fixée au piston P par le moyen des vis VV, placées éga-

lement sur tout le pourtour, se vissant dans les écrous EE encastrés dans l'épaisseur de la carcasse : toutes ces vis sont maintenues à poste par un frein circulaire F noyé dans une rainure pratiquée sur la face de la couronne ; ce frein est maintenu à poste par des prisonniers V', il porte des empreintes sur lesquelles s'emboîtent les pans correspondants des vis V'.

La garniture complète se compose de quatre bagues placées par deux au-dessus l'une de l'autre ; les deux bagues BB_{ee} sont extérieures et coupées en sifflet ou en biseau appliquées contre les parois du cylindre ; les coupures de ces garnitures sont placées extérieurement aux bords de l'orifice du cylindre, afin que ces extrémités ne viennent pas se détendre dans cet orifice ; ces garnitures, par suite de leur différence d'épaisseur ont déjà une bande naturelle qui est complétée à 200 grammes par centimètre carré par l'adjonction de trois ressorts placés à leur partie supérieure ; ces ressorts ont une bande fixe naturelle donnée avant leur mise en place ; les extrémités de ces garnitures sont écartées de façon à leur permettre un jeu naturel sans se toucher par leur dilatation.

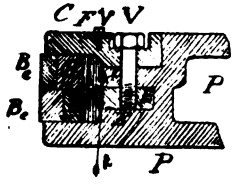


Fig. 41.

Les deux garnitures intérieures BB ont leurs extrémités rejointes par un prisme hexagonal qui forme avec ces garnitures un cercle continu ; par leur dilatation elles appuient donc naturellement contre les garnitures extérieures et font office de ressorts. Les trois ressorts qui sont à la partie supérieure des garnitures portent un talon rectangulaire du côté de leur courbure extérieure, ce talon est encastré sur la carcasse du piston et les extrémités des ressorts appuient contre les garnitures ; ces ressorts ne peuvent donc pas glisser autour du piston. Le piston repose à sa partie inférieure sur deux cales KK.

Piston du « Courbet » (Creusot) (fig. 37 *bis*). — Ce piston, comme nous l'avons déjà précédemment défini, est un plateau circulaire en fonte, allégé par des compartiments intérieurs vides, portant une lèvre extérieure alésée de quelques millimètres en moins que le cylindre ; c'est sur cette lèvre LL que repose la garniture G composée d'une seule bague d'égale épaisseur anti-frictionnée, avec couvre-joint en bronze parfaitement ajusté contre la garniture et avec tenon guidant les extrémités de la coupure (voy. fig. 39). La garniture est appuyée contre les parois du cylindre à l'aide de 90 ressorts à boudin en acier disposés par groupe de trois ; la bande de ces ressorts est fixée avant leur mise en place ; il faut donc que cette bande soit la même pour tous, puisqu'ils ont la même hauteur, ils ne peuvent pas avoir une bande différente ; on

l'obtient par des poids marqués ; la couronne *c* est fixée à la carcasse du piston P à l'aide d'une série de vis V vissées dans des écrous E en bronze, noyés sur le pourtour de la carcasse du piston un frein circulaire noyé dans une rainure pratiquée sur la face extérieure de la couronne empêche le desserrage des vis, quatre

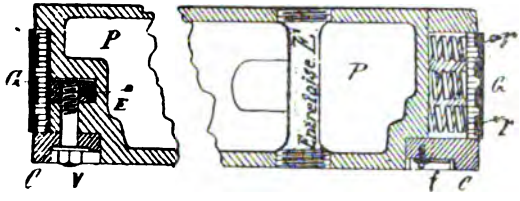


Fig. 42.

cales en fer placées à angles droits servent à centrer exactement le piston dans le cylindre : la bande de la garniture qui est complètement obtenue par les ressorts est d'environ 250 grammes par centimètre carré. Les trous à sable ont été fermés par des entretoises E taraudées dans l'épaisseur des faces de la carcasse du piston, puis rivetées ensuite afin d'assurer l'étanchéité et d'empêcher leur dévissage.

Piston de « l'Amiral-Duperré » (Forges et Chantiers de la Méditerranée. — Ce piston P est également en fonte de fer à carcasse allégée par des évidements intérieurs. La couronne A est également fixée au piston comme dans la figure 42 à l'aide de vis se vissant dans des écrous noyés sur le pourtour, un frein les empêche de se desserrer ; la garniture B est anti-frictionnée et d'inégale épaisseur ; elle est égale à l'épaisseur du piston afin d'augmenter sa surface frottante ; elle porte une saillie qui est juste d'épaisseur de la gorge formée par le piston et la couronne et assure son étanchéité ; les extrémités sont munies d'un couvre-

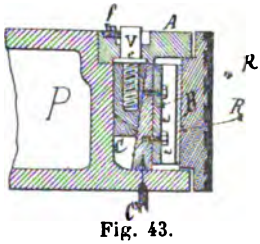


Fig. 43.

joint déjà décrit. Le serrage de cette garniture se fait à l'aide des vis V' portant une embase *e* logée sous l'épaisseur de la couronne, ces vis se vissent dans un écrou mobile E taillé en coin, sa face verticale glissant perpendiculairement contre la face C de la gorge du piston, la face inclinée de l'écrou E glissant contre la face C' d'une cale ayant la même inclinaison, l'écrou et la cale constituent le serrage d'une clavette, sur la cale C' est fixé, par le moyen des vis *rr*, un ressort par une de ses branches R,

tandis que l'autre branche R′ appuie contre la garniture ; ces ressorts ressemblent à ceux d'une voiture, c'est un anneau aplati. Connaissant le pas de la vis V′, l'écartement produit par la descente de l'eau E, pour un déplacement de la vis déterminé, on pourra connaître la bande que l'on aura donné au ressort. La flexion de ces ressorts ayant été déterminée à l'avance ; la tension est d'environ 250 à 300 grammes par centimètre carré ; un frein *f* maintient les vis V′ à porte.

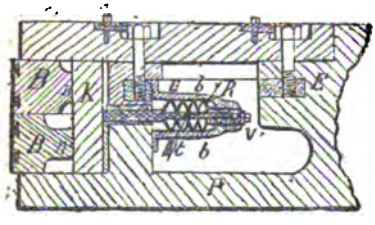


Fig. 44.

Piston de la « Dévastation » (fig. 44), de l'« Amiral-Baudin », etc. (Indret). — Le piston P de la *Dévastation*, de l'*Amiral-Baudin*, construit par l'usine d'Indret est également en fonte ainsi que sa couronne C qui est fixée au piston par une double rangée de vis VV dont les têtes sont noyées dans son épaisseur, elles sont munies de frein *f f* pour empêcher leur desserrage ; la garniture se compose de deux bagues BB, munies de nervures *nn*, contre lesquelles appuie une cale K. Cette cale K est appuyée par une broche *b′* en bronze, logée dans une cloche en bronze *bb* fixée au piston: à l'extrémité de cette cloche se visse un écrou E que l'on visse à l'aide d'une tête *t*, cet écrou E appuie sur une série de ressorts R emprisonnés dans la cloche *bb ;* la tension de ces ressorts a été parfaitement déterminée ; connaissant la hauteur du pas de l'écrou E, on saura donc toujours par un mouvement déterminé qu'on lui imprimera de combien on aura affaissé les ressorts R et par conséquent, la pression que l'on aura exercée sur la broche *b′* et sur la cale K et par suite sur les garnitures.

Vue en coupe.

Vue en plan couronne enlevée.

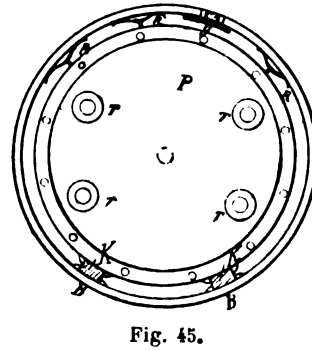


Fig. 45.

Piston de « l'Algésiras » (construit par l'arsenal de Toulon) (fig. 45). — Ce piston P est également en fonte de fer, sa couronne A est de même métal renforcé par une nervure circulaire qui s'engage dans la carcasse du piston. La garniture

se compose de deux bagues superposées et d'inégale épaisseur non anti-frictionnées ; elles sont à coupure droite rendues étanches par un couvre-joint *g* portant un talon noyé dans le corps de l'épaisseur du piston. La bande des garnitures est obtenue par une série de ressorts RR munis de talons logés dans des mortaises pratiquées sur le pourtour du piston, leur tension est déterminée comme celle des autres pistons. Le piston repose à la partie inférieure du cylindre sur deux cales KK qui portent le poids, et servent de centrage ; on ajoute des petites cales intermédiaires à ces dernières pour compenser l'usure des garnitures. La couronne est maintenue au piston par une série de vis portant un frein circulaire fixé au corps du piston. Ce piston est muni de quatre tiges, la fixation de ces tiges se fait à l'aide d'un écrou cylindrique E portant deux trous *tt* dans lesquels on engage une clé à deux tenons. Le démontage de ces écrous présente des difficultés ; noyés ils suppriment leur logement dans les fonds et dans les couvercles.

Grand piston du « Tourville ». — Cette machine construite par les Forges et Chantiers de la Méditerranée est à quatre paires de cylindres agissant par paire au Woolf ou tandem.

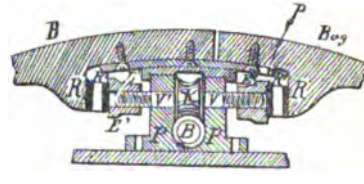


Fig. 46. — Piston du *Tourville*.

La garniture B de chaque grand piston se compose d'une seule garniture B en fonte de fer, sans être anti-frictionnée au début, et qui pourrait l'être dans la réparation importante qu'a pu subir la machine de ce croiseur ; cette bague a une coupure droite fermée par un couvre-joint G fixé à l'une de ses extrémités à la garniture par les deux vis *vv* à tête fraisée et encastrée dans son épaisseur, une troisième vis *v'* fixée à la bague maintient le couvre-joint à poste en traversant une mortaise longitudinale pratiquée dans le sens de la longueur du couvre-joint et en laissant un jeu suffisant pour la dilatation de la bague. Le bandage de la bague B se fait par la manœuvre d'une vis dont les deux extrémités V et V' sont terminées par des pas contraires ; sur cette vis est claveté un pignon K recevant son mouvement d'un pignon P dont l'axe traverse la couronne, l'axe de ce pignon est porté par les paliers P, P'. Aux extrémités V, et V' de la vis sont vissés deux écrous E et E' se déplaçant longitudinalement lorsque l'on agit sur le pignon K et la vis P. Ces écrous E' et E appuient sur des ressorts R' R — R' R doubles, formant une ellipse allongée, forme de ressorts de voitures ou de frein de Prony, on conçoit parfaitement qu'en agis-

sant sur P, sur V' et V, on comprime plus ou moins les ressorts R' R — R' R et que l'on détende la bague BB contre les parois du cylindre. Comme dans les autres pistons, il faut avoir une connaissance exacte de la compression que l'on fait subir aux ressorts R' R, pour un déplacement quelconque du pignon K et de la vis P.

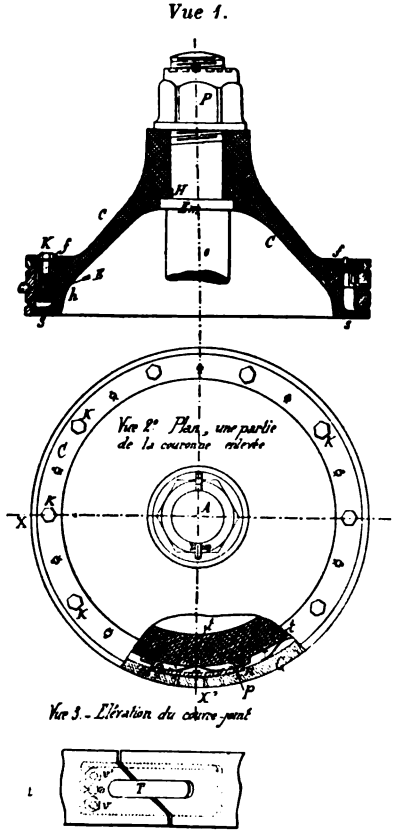


Fig. 47, vue 1, 2, 3. — Piston du *Gaulois*.

Fig. 48, vues 1, 2, 3. — Piston de l'*Isly*.

Piston du « Gaulois ». — Ce piston P comme l'indique la figure 47 est de forme conique fortement renforcé à l'emmanchement de sa tige T qui est cylindrique avec embase E et ergot H pour l'empêcher de tourner, elle est serrée par l'écrou P, ce piston est en

acier moulé, sa couronne est en même métal fixée par des vis K K se vissant dans des écrous E noyés dans des compartiments ménagés sur le pourtour du piston ; elle est maintenue à porte par une série de prisonniers *pp*, munis d'une goupille double ouverte. La garniture est formée d'une seule bague en fonte de fer d'inégale épaisseur, lui donnant déjà une bande naturelle ; des ressorts *t* de forme parabolique en achèvent la bande et déterminent la pression contre la paroi du cylindre ; la garniture G porte des stries circulaires *cc* qui en assurent l'étanchéité en formant des réservoirs à l'eau grasse et à la vapeur, matières qui forment une garniture étanche ; un couvre-joint T placé à la coupure de la garniture forme un joint également étanche. Les ressorts *rr* qui donnent de la bande à la garniture reposent sur des tasseaux *p* fixés à la garniture, quand on veut rectifier la position du piston ou donner du serrage aux garnitures, on introduit des cales entre le ressort et le piston.

La garniture, comme il est indiqué par la figure 47 porte une saillie circulaire qui s'engage à frottement doux dans la gorge formée d'une part par la lèvre inférieure du piston et la couronne. Comme il est également indiqué par la vue 3 le couvre-joint est à tenon et fixé par l'une de ses extrémités à la garniture par la vis *vv*.

Piston de « l'Isly » (Machine horizontale construite par Indret). — Ce piston, comme le précédent, est en acier moulé affectant la forme indiquée par la figure 48. La garniture B est formée par une seule bague en fonte de fer ; elle est striée sur son pourtour pour la même raison que celle du *Gaulois* ; elle est d'inégale épaisseur pour leur assurer une bande naturelle, elle porte une petite saillie intérieure qui s'encastre dans la gorge *gg* du piston, sa hauteur est celle du piston ; sa coupure est droite, elle porte un couvre-joint J semblable à ceux qui ont été déjà décrits, seulement sa plaque repose sur un ressort *r* s'appuyant lui-même sur un tasseau *t* ; chaque ressort de la garniture placé sur son pourtour repose de la même façon, la bande est donnée à chaque ressort avant sa mise en place. La couronne *c* du piston est fixée à ce dernier à l'aide de vis *v* vissées dans l'épaisseur du piston, un frein circulaire empêche ces derniers de se desserrer. La tige du piston a un emmanchement cylindrique avec embase E et ergot H avec écrou P de fixation.

Pour recentrer le piston après usure des garnitures, il existe une disposition spéciale composée de deux coins de relevage placés un peu au-dessous du diamètre horizontal du piston. Sur le pourtour du piston est solidement fixée une pièce en fer K (vue 3) contre laquelle vient s'appuyer un écrou E en bronze taillé en plan incliné sur une de ses faces, laquelle glisse le long

d'une cale 0 formant un plan incliné *mh*. Par cette disposition on voit facilement que quand on tourne la vis V appuyée par une embase *e'* contre la couronne C et par sa partie inférieure dans l'épaisseur de la lèvre du piston, cette vis ne peut prendre qu'un mouvement de rotation et c'est l'écrou *e* qui descend et par sa forme agissant sur sa cale 0 et la pièce *q* fait remonter le piston de la quantité voulue. Dans les machines quelle que soit la direction de l'axe des tiges des pistons, il faut qu'elles soient bien centrées par rapport à l'axe des presse-étoupe si l'on veut éviter les échauffements et les fuites de vapeur et rentrées d'air. Quand l'on dégarnit les presse-étoupe, il faut s'assurer, en faisant faire un tour à la machine de la façon dont la tige se conduit dans son presse-étoupe. D'un autre côté il y a aussi la glissière de la tige qui peut s'affaisser, il faut donc corriger les deux erreurs à la fois si l'on constate qu'il y a eu affaissement.

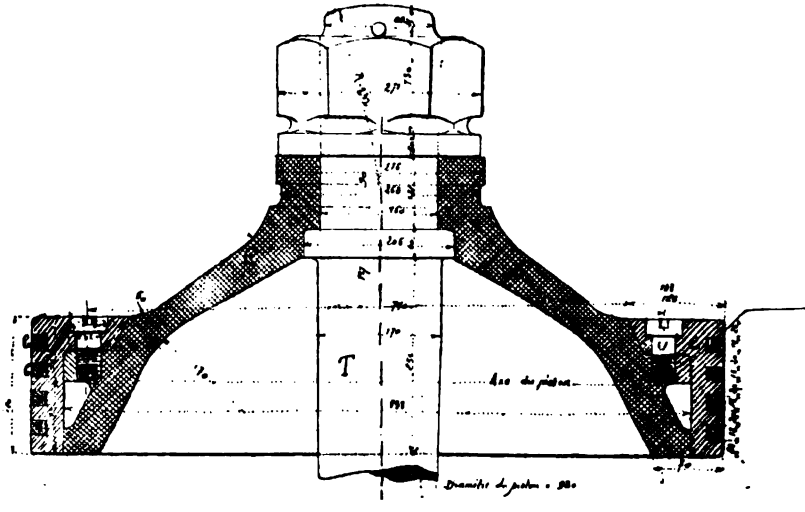


Fig. 48 *bis*. — Piston du Cassard.

Ce piston est en acier ; la couronne CC porte les garnitures qui sont des petits segments d'acier de 18 millimètres de hauteur logés dans des rainures pratiquées sur le pourtour de la couronne ; ces segments sont placés comme dans une garniture suédoise. La couronne est fixée au piston à l'aide de vis VV taraudées dans une saillie circulaire venue de forge ou de coulée avec le piston. L'emmanchement de la tige est cylindrique avec embase, écrou E et goupille frein 9.

Piston des machines à fourreau. — Ce piston P est en fonte et venu de fonte avec la partie intérieure E du fourreau, la partie extérieure E' du fourreau F porte une collerette *c* fixée au piston

à l'aide de boulons *v* ou au lieu de boulons par des vis se vissant dans des écrous noyés dans la carcasse du piston; sur la partie intérieure est solidement boulonné le tourillon *tp* du pied de la bielle motrice, à l'aide de boulons *bb* munis d'écrous et contre-écrous *ee'*. La garniture se compose de deux bagues en fonte à coupure droite et d'épaisseur inégale. Comme dans tous les pistons la bande naturelle de ces bagues est complétée par des ressorts dont la tension peut être constante ou par des ressorts pouvant être bandés par un des procédés déjà décrits. Ces pistons étaient soutenus à leur partie inférieure par des cales. La partie délicate du fourreau, et pour assurer un bon fonctionnement à la machine, était le sens que l'on devait apporter à la confection du presse-étoupe. Il était essentiel que le piston fut bien centré; sous cette condition, il se produisait des échauffements très dangereux pour la sécurité du piston. Ce type de machine n'a pas donné d'excellents résultats, celles qui ont été construites par l'usine d'Indret fonctionnent d'une manière satisfaisante.

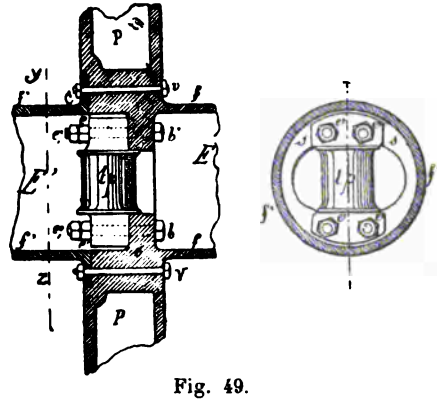


Fig. 49.

Pistons des torpilleurs. — Ces pistons sont en acier, et généralement dans les nouvelles machines de forme conique et en acier, sa garniture peut se composer d'une seule bague logée dans une gorge pratiquée sur le pourtour du piston; il n'y a pas de couronne, le métal de la bague est un bronze spécial donnant lieu à un frottement très doux sans produire de rayures contre les parois du cylindre; les extrémités de la garniture se croisent moitié par moitié de leur hauteur (disposition fig. 38, vue 3) il faut agir prudemment pour la mettre en place et ne pas la casser en l'ouvrant et pour la sortir il faut faire usage d'une série de petits coins pour la décoller et l'ouvrir; un ressort circulaire en feuillard d'acier et ondulé sert à appuyer la garniture contre les parois du cylindre et à lui maintenir sa bande naturelle.

Les pistons des torpilleurs construits par M. Thornyeroft sont des pistons suédois à trois garnitures. Les pistons des torpilleurs

sont représentés dans les coupes des machines. On les a rendus le plus simple possible, on a supprimé les couronnes et leurs boulons, il ne reste d'écrou que celui de fixation de la tige; on a voulu diminuer le poids le plus possible et supprimer tout ce qui pourrait donner lieu à des avaries.

Piston suédois (fig. 50). — Ce piston peut être en acier et venu de forge avec sa tige, ou celle-ci peut être rapportée comme sur les torpilleurs Thornycroft; pas de couronne, la garniture peut comprendre quatre ou cinq segments logés dans des cannelures cylindriques pratiquées sur le pourtour du piston et espacées d'environ 1 centimètre l'une de l'autre, selon le diamètre et la hauteur du piston. Ces bagues peuvent avoir jusqu'à 2 centimètres de hauteur; c'est une affaire du constructeur, elles sont en acier d'inégale épaisseur à coupure droite; quand elles ont une certaine hauteur leurs extrémités peuvent se superposer moitié par moitié (vue 3, fig. 38). Dans leur mise en place on a soin de placer les coupures de façon à être également réparties sur le pourtour du piston.

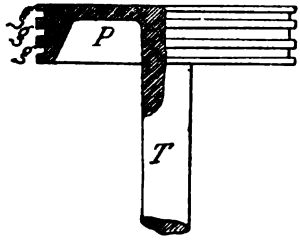


Fig. 50.

Dans la figure 50 il y a trois bagues *ggg* logées librement dans les cannelures *rrr* pratiquées sur le pourtour du piston P dont la tige T est venue du même jet de forge. Ce piston étant vide est léger, se prête facilement aux grandes vitesses.

Pistons de canots à vapeur (fig. 51). — Ces pistons dans les vedettes peuvent être du genre suédois avec une série de cinq petites bagues logées dans des cannelures; ces bagues n'ont guère qu'un centimètre de hauteur; leurs coupures sont espacées régulièrement; sur le pourtour de la circonférence dans les moteurs des torpilleurs ce sont des pistons suédois qui sont employés.

La tige T est venue de forge avec le piston, on ferme l'évidement du piston P par une plaque B maintenue à l'aide de vis *vv*.

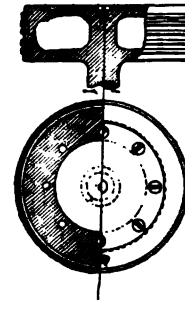


Fig. 51.

Pistons de canots à vapeur (fig. 52). — *Autre disposition.* — Ce piston P est en fonte de fer possédant à son centre un moyeu muni de quatre nervures *nnn* perpendiculaires. Ce moyeu est percé d'un trou cylindrique pour recevoir sa tige T; contre les quatre

branches du croisillon M s'appuient les ressorts *rr* qui bandent la garniture *b*; la gorge où elle est logée est formée par la lèvre inférieure du piston et par une couronne C s'emboîtant dans le moyeu du croisillon ainsi qu'il est indiqué par la figure 52 (coupe 44) ; la tige du piston relie par son écrou E, ces deux parties ; un couvre-joint J établit l'étanchéité de cette garniture.

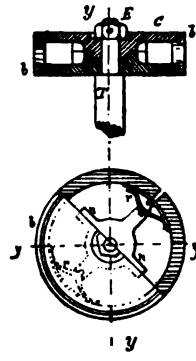


Fig. 52.

Épaisseur du piston. — Comme nous l'avons dit dans les pistons en fonte, la carcasse du piston est évidée, et l'on donne généralement à l'épaisseur de la fonte qui constitue ces cloisons l'épaisseur des parois du cylindre ou légèrement moindre; la hauteur totale du piston est donnée par l'usine d'Indret par la formule suivante $h = 0{,}08\sqrt{P} + 0^{m},03$. On fait P pression égal à 1 pour les cylindres détendeurs, on prend aussi quelquefois $h' = 0{,}025 + 0{,}168\sqrt{D}$; D représentant le diamètre du piston.

MISE EN PLACE DES GARNITURES

D. — Comment met-on les garnitures en place ?

R. — On s'assure d'abord qu'elles ne seront pas coincées dans la gorge formée par la lèvre inférieure du piston et par la couronne en faisant usage du calibre et de la jauge que nous avons déjà indiqués (fig. 40, vues 2 et 4). En prenant leur hauteur exacte avec la clé B que l'on promène sur divers points lorsqu'elles sont placées l'une sur l'autre, puis à l'aide de la jauge *ab*, mesurant exactement l'ouverture de la clé ou l'épaisseur des bagues, que l'on promène dans la gorge, on constate que cette jauge peut entrer partout et que par conséquent la hauteur de la gorge est uniforme. Cette mesure prise, il faut alors commencer par centrer le piston par rapport au jeu de sa lèvre avec les parois du cylindre et en tenant compte du jeu des tiges dans leur presse-étoupe et le grain ; quand ces conditions sont remplies, à l'aide de petits coins placés à la partie inférieure, on maintient le piston dans la position qu'il doit occuper, le piston étant amené à son point mort bas comme étant la position la plus commode. Cela fait, on entoure la première bague *bb* d'un cercle en feuillard C*f* muni de deux pattes *pp* usitées dans lesquelles on passe un boulon K muni d'un écrou que l'on serre suffisamment pour amener la bague *b* à un diamètre un peu plus petit que celui du cylindre afin de

faciliter l'introduction, le cercle en feuillard ne prend généralement que la moitié de la hauteur de la garniture. On introduit donc cette moitié dans le cylindre en ayant eu soin à l'avance de placer la coupure de la garniture à la position voulue par rapport à l'orifice. La garniture présentée dans ces conditions, est poussée à poste sur la lèvre du piston. On place alors ses accessoires ; c'est-à-dire ses ressorts avec leur bonde naturelle ou avec les moyens de l'obtenir comme il a été indiqué dans la description des pistons ; on met le couvre-joint en place si la garniture en

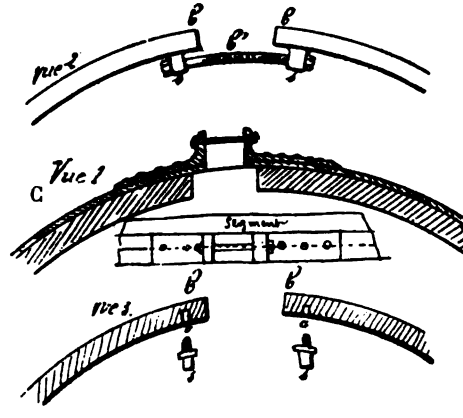


Fig. 53.

est munie ; la mise en place d'une garniture entraîne nécessairement à celle de tous les accessoires qu'il paraît inutile de rappeler. Lorsque la première bague est à poste, on introduit la seconde de la même manière ; on met en place tout ce qui la concerne et les cales d'appui du piston qui sont généralement communes aux deux ; sa place est également donnée par la position de l'orifice et par les cales communes aux deux garnitures.

S'il n'y a qu'une seule bague pour former la garniture, on place généralement la coupure sur le côté de l'orifice, afin que sa partie la plus faible ne soit pas en regard de l'orifice de l'arrivée de la vapeur, laquelle agit toujours avec un certain choc. Les garnitures en place, quel que soit le nombre des bagues, on s'assure encore que tout est bien en place et en frappant avec un marteau sur tous les ressorts on voit si le choc fait naître le même son, ce qui indique que le serrage est homogène. Ce fait pratique se rencontre sur l'appréciation des jantes des roues des wagons ; par la sonorité du métal on est à peu près certain de leur état.

Le moyen de serrer la garniture peut également consister dans les vues 2 et 3, à l'aide de pattes et d'un boulon centré, c'est-à-dire qu'au lieu d'un cercle, on peut tout simplement employer deux tenons *ss* portant chacun un œil traversé par le boulon *b'* munis des écrous *e* et *é*; en serrant ces écrous on obtient le même effet que par le cercle complet; les deux taquets *ss* sont vissés dans l'épaisseur de la garniture. Ces dispositions ne sont qu'une indication générale que l'on peut modifier pour rendre l'opération plus facile et plus prompte pour arriver au même résultat.

Les garnitures ou la seule bague composant la garniture étant à poste définitif et sans oubli des précautions qui assurent son bon fonctionnement, on met en place la couronne; à poste, on la serre et pour ne pas la fausser, on serre toujours quatre écrous ou quatre vis diamétralement opposées; quand on l'a ainsi rendue on serre régulièrement toutes les vis et tous les écrous en sentant à la main que la résistance est la même; la question pratique joue un très grand rôle, un écrou ou une une vis qui présenterait moins de résistance indiquerait que le filetage laisse à désirer ou que le serrage n'est pas le même. La couronne à poste, on met en place le frein général ou particulier de toutes les vis ou des boulons de fixation; selon la disposition on agit. Pour sortir les garnitures du piston d'abord, on enlève la couronne, on soulage le piston du côté de sa lèvre par l'adjonction des coins de centrage, on le relève assez pour qu'il ne porte plus sur les garnitures, on sort la couronne; puis les ressorts qui pourraient gêner quand on va virer, pour dégager le piston des garnitures; les garnitures par leur bande restent adhérentes aux parois du cylindre. Dégagées du piston les bagues portent sur leur face extérieure des petits trous taraudés à angles droits dans lesquels on introduit des tire-fond; on les sort du cylindre à l'aide de ces tire-fond. S'il y avait des difficultés on ferait trévire. Ce moyen serait employé pour dégager les garnitures du piston si elles présentaient trop de résistance aux moyens ordinaires; en virant la machine, ces garnitures resteraient adhérentes au cylindre et se dégageraient du piston bien entendu, bien centré.

RÉGLER ET CONNAÎTRE LA BANDE NATURELLE D'UNE BAGUE OU D'UNE BAGUE GARNITURE

D. — Comment s'assure-t-on de la bande naturelle des garnitures du piston ?

R. — La bande totale, c'est-à-dire l'effort par lequel elles appuient sur les parois du cylindre, se compose d'abord de leur bande naturelle si elles en ont une d'après leur construction, et

de celle produite par les ressorts; c'est donc la somme de ces deux expressions qui constitue la bande totale. On obtient la bande naturelle de la manière suivante : on les place verticalement sur une surface plane horizontale, puis on les entoure d'un toron dont les brins tombant se croisent; on suspend des poids à chaque extrémité B du brin de façon à amener la garniture G ouverte librement au diamètre du cylindre, la somme des poids PP représente la bande naturelle. Il est bien entendu que pour des cylindres horizontaux on ne doit tenir compte que de la demi-surface de la bague pour exprimer la pression par cm²; car, la flexion ou la fermeture de la bague ne se fait guère sentir qu'à partir de son diamètre horizontal ou très peu en dessous; on peut donc connaître quel est le poids ou l'effort qu'il a fallu faire par l'addition des poids PP pour amener la bague au diamètre voulu et par conséquent celui qui correspond à chaque cm². Ceci connu, si cette bande ne correspond pas à celle de $0^{kg},250$ à $0^{kg},300$ par cm² qui est pratiquement admise, on la complète par l'adjonction de celle de ressorts dont on détermine la flexion et la tension en conséquence pour arriver à la bande voulue. On déterminera donc la bande de chaque ressort en appliquant leurs extrémités sur un marbre, en les changeant de poids jusqu'à ce que leur flexion corresponde à la part qu'ils doivent fournir, on mesure l'affaissement et on note la hauteur de la flèche, on suit même pendant l'opération si leur flexion est régulière, et reste toujours proportionnelle aux poids de l'affaissement; en un mot on dresse leur échelle de flexion. On peut déterminer cette flexion par l'emploi d'une balance, les moyens sont indiqués par ce que l'on possède.

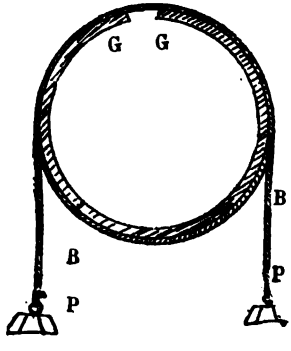


Fig. 53 *bis*.

La bande naturelle est trouvée par le premier moyen et la bande des ressorts par celle que nous indiquons; ajoutées ensemble elles donnent la bande totale répartie pour la moitié.

Il ne faut pas exagérer inutilement la bande des garnitures au-dessus des limites que nous avons indiquées, ce serait tout simplement produire un frottement nuisible qui, dans le cas d'une vapeur surchauffée, ou d'un graissage insuffisant, donnerait lieu à des grippures du cylindre et de la garniture. Dans un pareil cas il y a échauffement des parties en contact et arrachement et déplacement du métal. Les ressorts dont la tension a été parfaitement déterminée doivent être prêts à agir pour soutenir la garniture au moment seulement où elle viendrait à fléchir pour cause

de contre-pression ou de la présence de l'eau dans les cylindres; ils doivent donc la ramener à sa position primitive sans agir en permanence contre la garniture. Ils sont là, prêts à résister à toute déformation, mais n'agir que pour rétablir la fonction normale.

Ainsi, si la surface d'une garniture de piston d'une machine verticale représente une surface de $0^{m2},60$, et si sa bande naturelle a été trouvée égale à $0^{kg},200$ par centimètre carré sa pression totale ne serait que de 1 200 kilogrammes, si elle doit être de $0^{kg},300$ par centimètre carré ou totale de 1 800 kilogrammes, il restera donc 600 kilogrammes à fournir par les ressorts dont on connaît le nombre et l'échelle de flexion, il sera donc facile d'établir la bande relative de chacun; s'il y en a 6 chacun supportera donc 100 kilogrammes; connaissant leur échelle de flexion ou la hauteur de leur corde s'ils sont paraboliques, ou la compression s'ils sont hélicoïdaux, en millimètres d'affaissement pour un poids donné et fournissant la bande donnée.

TIGES DES PISTONS, DIFFÉRENTS MODES D'EMMANCHEMENT

DÉFINITION

D. — Qu'est-ce que la tige du piston.

R. — Les ou la tige du piston sont des barres cylindriques soit en fer forgé de première qualité, ou en fer étoffé c'est-à-dire aciéré sur son pourtour, soit en acier forgé. Ce dernier métal est généralement employé dans les nouvelles machines à haute pression, à grande vitesse ou la légèreté est une des conditions importantes pour obtenir une régularité parfaite dans le mouvement et une économie dans le rendement général de l'appareil puisque ces pièces changent de sens de mouvement à chaque bout de course et qu'il faut détruire leur force vive, pour leur en communiquer une autre en sens inverse.

Pour diminuer ce poids, dans certains appareils elles sont forées sur une certaine partie de leur longueur.

Son rôle. — La tige du piston reçoit la poussée ou la traction du piston pendant une double course de ce dernier ou pour un tour de la machine. Elle est animée du même mouvement alternatif et rectiligne du piston, ou mouvement de va-et-vient. Par sa liaison ou articulation avec le pied de la bielle motrice d'une part, et d'autre part son articulation avec la soie de la manivelle de l'arbre moteur, elle transforme le mouvement rectiligne alternatif au piston en mouvement circulaire continu à l'arbre moteur; dans les machines

industrielles ce mouvement circulaire continu persiste ou est transformé en rectiligne alternatif dans certains cas.

Par ce mouvement des tiges, on voit donc que pour un tour complet de la manivelle de l'arbre moteur, pendant une course elles agissent par compression sur la bielle et par traction dans la course rétrograde. Pour calculer leur dimension maximum, lorsqu'elles agissent par traction, il est facile de connaître l'effort auquel elles sont soumises de la part du piston, effort qui tend à les allonger. Connaissant par une expérience directe la résistance du métal dont elles sont composées, par centimètre carré ou par millimètre carré, il sera facile de déterminer leur diamètre, dans ce cas leur longueur n'a aucune influence.

En effet représentons par P la pression maximum à laquelle est soumis le piston, par D le diamètre de ce dernier $\frac{\pi D^2 \times P}{4}$ représentera cet effort; P est la pression maximum et s'il y a n tiges pour supporter cet effort, en désignant par d_1 leur diamètre et par R leur coefficient de résistance d'après la nature du métal $\frac{\pi d\pi^2 \times n}{4} \times R$ sera la résistance présentée par ce nombre de tiges.

En cas d'équilibre l'effort de puissance $\frac{\pi D^2}{4} \times P$ doit être égal à l'effort de résistance : d'où $\frac{\pi D^2}{4} \times P = \frac{\pi d_1^2 \times n}{4} \times R$

égalité de laquelle on tire $d_1 = D\sqrt{\frac{P}{nR}}$.

La valeur de R est généralement prise à 150 et 200 kilogrammes par centimètre carré par certains constructeurs; la valeur de d, est celle de la traction; mais il est à remarquer que le fer et l'acier présentent moins de résistance à la compression qu'à la traction, donc la formule que nous venons d'établir ne peut pas convenir pour les deux cas. Dans ces calculs, il faut aussi tenir compte des chocs qui peuvent provenir de l'eau dans les cylindres et des variations brusques des vitesses; la longueur des tiges par rapport à leur diamètre étant aussi une cause de flexion, il faut tenir compte de cet élément, et surtout pour les machines à bielle en retour dans lesquelles les tiges de piston sont très longues par rapport à leur diamètre, on réduit alors le coefficient de R qui est ramené à 100 kilogrammes au lieu de 150 kilogrammes.

L'usine d'Indret emploie la formule $d = 0,^{m}03 + 0,05\sqrt{\frac{P}{n}}$, et en tenant compte de la longueur de la tige on emploie celle-ci $d' = 0,314\sqrt{\frac{D^2 PL}{nR}}$; L étant la longueur de la tige; n, le nombre de tiges et R la résistance variant entre 200 et 400 kilogrammes par

centimètre carré; on emploie aussi la formule $\frac{d'}{D} = 0{,}573 \sqrt{\frac{c}{D}} \times \sqrt[4]{P}$ dans laquelle C représente la course et D le diamètre du piston.

Quelques constructeurs emploient la formule suivante $\frac{d}{D} = 0{,}0408 \times \sqrt{a}$ dans laquelle d représente le diamètre de la tige, D; celui du cylindre et a la pression effective sur le piston.

DIMENSIONS DES COLLETS D'EMMANCHEMENT

L'emmanchement des tiges se fait le plus souvent avec une partie cylindrique ajustée le plus exactement possible dans l'épaisseur du piston, ou sur la traverse sur laquelle s'emboîte l'autre extrémité de la tige et à l'aide d'un collet ou embase appuyant sur le piston ou sur la face de la traverse ou Te; les extrémités des tiges portent un ergot, noyé dans l'épaisseur du piston pour les empêcher de tourner; les extrémités des tiges sont filetées et reliées au piston et à la traverse à l'aide d'écrous munis de freins. Les embases ou collerettes qui servent d'appui à la tige doivent avoir une certaine hauteur ou épaisseur et une certaine zone de portage; il faut que cette zone de portage soit suffisante pour ne pas pénétrer dans le piston ou la traverse sous l'action de la poussée qu'elle reçoit; il en est de même pour celle de l'écrou; il ne faut pas non plus que ces embases puissent s'écraser.

Représentons par h la hauteur à donner au collet pour l'empêcher de se décoller de la tige et d'agir à la façon d'une rondelle qui glisserait, par R le coefficient de résistance du métal que nous ferons encore égale à 150 et 200 kilogrammes par centimètre carré pour cette première condition, la valeur de la hauteur h est donnée par la formule $h = \frac{D^2P}{4ndR}$ dans laquelle P représente la pression; D, le diamètre du piston; n, le nombre de tiges et d'embases; R, le coefficient, pour ce cas étant égal à 150 et 200 kilogrammes.

Pour la deuxième condition, ne pas pénétrer dans la matière du piston ou de celle de la traverse, c'est-à-dire donner une certaine valeur à la surface de la zone de portage; en désignant par d' le diamètre demandé, $d' = \sqrt{\frac{d^2 + D^2P}{nR}}$, d représentant le diamètre de la tige; n, le nombre de tiges et R le coefficient de résistance par centimètre carré et égal dans ce cas à 200 ou 300 kilogrammes.

Lorsque l'emmanchement se fait coniquement, la pente du cône

ne doit pas dépasser le 1/10 ou le 1/16 au maximum du diamètre. Le filetage des tiges joue aussi un rôle important dans la solidité de l'emmanchement et dans la facilité du démontage de l'écrou; les filets doivent être arrondis en une forme trapézoïdale; les collets et les cônes doivent toujours être réunis aux tiges par des parties arrondies.

Sous ces précautions relatives aux filets, il devient difficile de démonter les écrous, les filets s'écrasent et se décollent; et même en le chauffant pendant longtemps leur démontage devient impossible, et nécessite de les sectionner, et quand ils s'emboîtent un peu dans le piston cette opération est longue.

La longueur de la tige d'une machine, verticale ou horizontale à bielle directe doit toujours être telle qu'il existe un certain espace libre entre la tête de la tige et le presse-étoupe lorsque le piston est à son point mort bas afin que la traverse ne vienne jamais buter contre le chapeau du presse-étoupe.

Dans les machines à bielles en retour, les tiges des pistons portent des crosses ou bras rapportés sur ces tiges ou venus de forge avec. Ces bras conduisent, soit les pompes à air, soit les pompes de cale et d'alimentation, soit enfin les pompes de circulation dans certaines machines.

MODES D'EMMANCHEMENT

Chaque constructeur a pour ainsi dire son mode d'emmanchement.

Emmanchement Mazeline (fig. 54). — Pour l'emmanchement de la tige T et du piston qui est conique, la base *a* du cône est supérieure à la section de la tige raccordée par un congé à ce cône; le cône ne prend pas toute l'épaisseur du piston P, il est terminé par une partie cylindrique filetée sur laquelle est vissé l'écrou E à chapeau encastré d'une certaine hauteur dans l'épaisseur du piston, cet écrou porte des adents *e* dans lesquels s'engage une clavette *c* traversant les adents et la tige T; un ergot K encastré dans la tige par moitié pénètre de l'autre moitié dans l'épaisseur du piston et empêche la tige de tourner quand on serre l'écrou E.

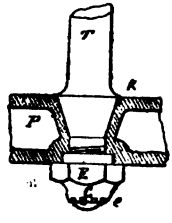


Fig. 54. — Piston.

Dans la première disposition Mazeline l'embase de l'écrou E appuyait sur la couronne; cette disposition avait l'inconvénient de ne permettre la visite des garnitures qu'après le dévissage de

l'écrou souvent difficile à enlever. Le démontage des tiges ne s'impose pas aussi souvent que la visite des garnitures du piston et de ce dernier, il faut donc tout d'abord rendre cette visite facile, en supprimant les difficultés. Pour relever le piston et visiter les garnitures et leurs accessoires, il fallait donc commencer par démonter l'écrou qui appuyait sur la couronne, et c'était là le commencement des difficultés et du retard, et des difficultés dans la visite. D'après cette construction, le cône d'emmanchement de la tige, ayant à sa base, un diamètre plus grand que celui de la tige, le grain du presse-étoupe, et le presse-étoupe lui-même devaient être en deux parties; les crosses ne permettent pas de les introduire avant la fixation de la tige au piston et à la traverse.

L'emmanchement de la traverse (fig. 60) est cylindrique avec embase et ne présente aucune particularité; le démontage des écrous a toujours été facile; aucune matière étrangère élevée à une certaine température qui la faisait durcir dans le cylindre, n'existe à l'emmanchement de la traverse. Quand on tournait l'écrou E de fixation on était obligé de rapporter des cales en arrière dans les adents de l'écrou afin d'empêcher son desserrage. Dans le cas de démontage de l'écrou E, et pour éviter la fatigue sur l'ergot K on épontillait la jambe ou crosse de conduite d'une pompe contre le bâti.

Emmanchement d'Indret (fig. 55). *Première disposition.* Vue 1. — *L'emmanchement* de la tige T dans le piston est cylindrique avec *une embase* B extérieure munie d'un ergot K fixé sur la tige *et encastré* dans l'épaisseur du piston P; une partie de la tige

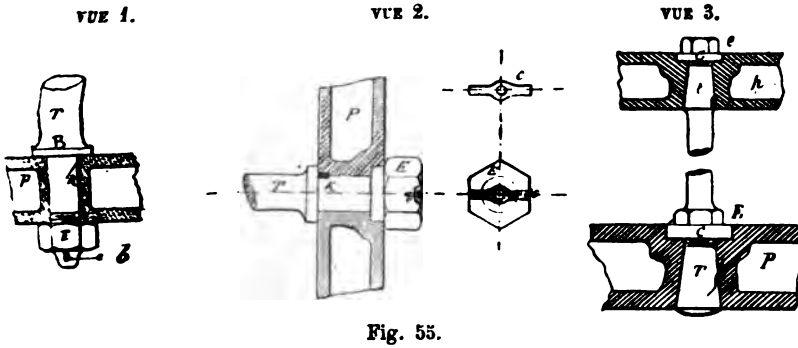


Fig. 55.

est filetée dans l'épaisseur du piston, l'écrou E de fixation est sans chapeau et appuie par sa face intérieure sur le piston; le bout de la tige est traversé par une clavette *b* traversant éga-

lement l'écrou. Le frein de cet écrou peut également consister (fig. 55, vue 2) en une traverse G encastrée dans la face extérieure de l'écrou E et sur le bout de la tige T; cette traverse est munie d'un œil central dans lequel est logée la tête fraisée d'une vis *v* taraudée dans le bout de la tige T. En cas de serrage ou de déplacement de l'écrou E, on est obligé de rapporter des petites cales dans l'encastrement de la traverse G avec l'écrou E.

Disposition d'Indret pour les tiges des pistons des cylindres bout à bout (fig. 55, vue 3). — Cette disposition est représentée par la figure 55, vue 3; les emmanchements de la tige commune T sont coniques sur une grande partie de la tige pénétrant dans les pistons P et *p*; les cônes sont sans embase, les écrous E et *e* portent des embases *cc* encastrées dans l'épaisseur des pistons, les freins de ces écrous sont les mêmes que dans la précédente disposition; l'ergot K de la tige T commune est fixé sur la tige T*p* du petit cylindre.

Si la machine est à bielle en retour, la fixation des deux tiges est conforme à celle qui a été décrite vues 1 et 2.

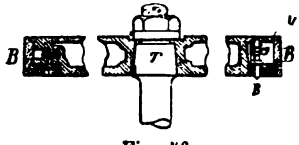


Fig. 56.

Disposition du Creusot (fig. 56). — Cette disposition a beaucoup d'analogie avec celle d'Indret (fig. 55, vue 1). L'emmanchement de la tige T est cylindrique dans l'épaisseur du piston P, l'écrou E de fixation porte une embase *e* à sa base qui appuie sur le piston, les mêmes freins pour l'écrou E existant également.

Disposition du Creusot par les tiges des cylindres bout à bout (fig. 57). — Dans cette disposition la tige T commune au grand et au petit piston porte une partie conique sur une certaine partie de sa longueur et prolongée par une partie cylindrique. La partie conique C est munie d'un ergot, les écrous E et *e* de fixation sont terminés chacun par une embase appuyant sur la face de chaque piston P et *p*.

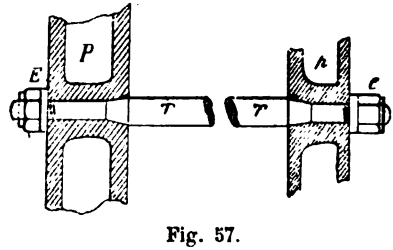


Fig. 57.

Dans cette disposition à cônes opposés, pour démonter le grand piston il fallait sortir la tige commune T, grave inconvénient qui a été supprimé par une autre disposition des cônes.

Le démontage de la tige était rendu indispensable parce que le couvercle du grand cylindre ne se démontait pas.

Disposition des Forges et Chantiers de la Méditerranée (tige centrale type *Tourville*) (fig. 58). — Dans cette disposition, les cônes d'emmanchement T et *t* ont un diamètre un peu supérieur à celui de la tige, ces cônes représentent en longueur la plus grande partie de l'épaisseur des pistons P et *p*; les écrous de fixation E et *e* portent chacun une embase noyée dans l'épaisseur de la face du piston. Ces écrous ont pour frein une broche ouverte traversant l'écrou et la tige.

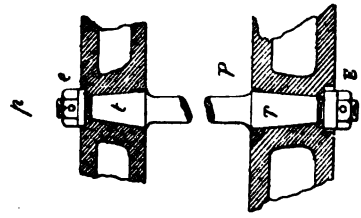


Fig. 58.

Emmanchement de la machine de l'Algésiras. — Emmanchement cylindrique de la tige T avec embase cylindrique *ee* encastrée dans l'épaisseur du piston avec ergot K, l'écrou E de fixation est cylindrique portant deux trous *tt* sur sa face extérieure dans lesquels on introduit les deux tenons d'une clé pour les visser. Ces écrous reposent sur des bossages ménagés dans la coulée du piston, une vis taraudée moitié sur le périmètre de l'écrou et moitié dans l'épaisseur du piston sert de frein.

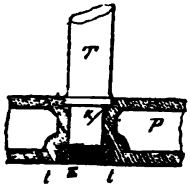


Fig. 59.

Dans les nouvelles machines dont les pistons sont en acier les *emmanchements* sont cylindriques avec tige à embase et égart, *les différentes* vues des machines en question donneront ces dispositions.

CROSSES DES TIGES DES PISTONS

Dans les machines horizontales à deux ou à trois cylindres, chaque piston a à conduire, soit une pompe à air, soit une pompe alimentaire, soit une pompe de cale et souvent les pompes de circulation, comme sur le *Richelieu*. Les tiges de ces diverses pompes sont emmanchées et conduites par ces dernières par des crosses rapportées sur les tiges des pistons. Dans la disposition Mazeline (fig. 60) les tiges des pistons portaient un léger renflement à la position où devait être fixée la crosse à l'aide de

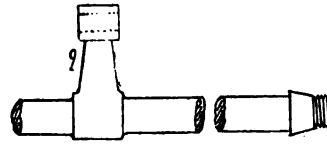


Fig. 60.

deux broches qui s'engageaient moitié par moitié dans le renflement de la tige et dans la crosse. Cette crosse devait rester bien perpendiculaire à l'axe de la tige, et l'œil de fixation de la tige avoir son centre sur le prolongement de l'axe de la tige à conduire.

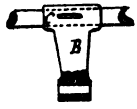


Fig. 61.

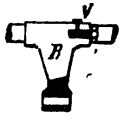


Fig. 62.

(Fig. 62.) Dans la disposition des Forges et Chantiers de la Méditerranée la tige du piston était en deux parties; la crosse était venue de forge avec la partie extérieure; cette crosse était filetée et servait d'écrou au bout de la tige qui pénétrait dans le piston, une vis frein empêchait cette partie de la tige de se dévisser; mais cette disposition qui était celle de quelques corvettes cuirassées n'était pas solide, le filetage prenait du jeu qui ne faisait qu'augmenter.

(Fig. 61.) Dans d'autres dispositions la crosse était tout simplement clavetée. La crosse pouvait être soit en bas soit en haut de la tige selon la position de la pompe à conduire et la disposition de l'ensemble de la machine.

TRAVERSE SERVANT DE GLISSIÈRE GUIDE AUX TIGES ET PORTANT LE TOURILLON DU PIED DE LA BIELLE

Ces traverses et glissières tout à la fois présentent bien des dispositions pour les machines horizontales ainsi que pour les machines verticales.

Traverse Mazeline (fig. 63). — Cette traverse se compose de trois parties : la partie milieu comprend le tourillon *t* en fer forgé portant les bras T' et T du même jet de forge et portant les œils d'emmanchement *tp* et *tp'* des tiges des pistons.

Les deux autres parties constituent les patins C et C' supérieur et inférieur qui sont en fonte de fer, le patin inférieur C est seul antifrictionné, le patin supérieur ne portant contre la glissière que pour la marche AR; cette glissière rabotée fait partie de la base du condenseur. Le tourillon *t* est relié aux patins CC' à l'aide de vis VV taraudées dans les faces latérales du tourillon; les encartements *aa* des patins dans le tourillon *t* constituent avec les vis VV à assurer complètement la fixation des patins à la traverse. La glissière inférieure G fait partie de la plaque de fondation; elle porte des pattes d'araignées qui partent de son centre et forment diagonales afin de graisser toute la surface du patin pendant sa course : un trou *l* percé au centre du patin alimente d'huile les pattes d'araignée, des masques sont fixés aux extrémités de la glissière G afin d'empêcher l'huile d'être projetée dans la machine

et à l'extérieur. Ce mode de glissière est simple et solide, la pression par centimètre carré doit être faible étant donné sa grande surface, l'usure doit être lente, mais ne peut être com-

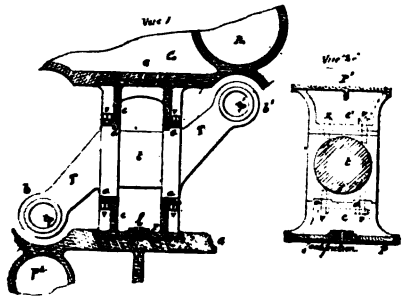


Fig. 63.

G'G, glissières faisant partie de la plaque de fondation et de la partie inférieure du condenseur.
PP', patins en fonte reliés à la traverse T.
t, tourillon d'oscillation du pied de la bielle.
tp, *t'p*, œils d'emmanchement des tiges des pistons.
pa, emplacement cylindrique de la pompe à air conduite par une crosse de la tige supérieure.
pc, emplacement de la pompe de cale, conduite par une crosse de la tige inférieure.
l, lumière du graissage.
V, V, vis de fixation de la traverse T aux patins P et P'.

pensée; c'est donc à la jonction du tourillon *t* avec les patins C et C' qu'il faut rapporter des cales pour relever le tourillon de la quantité relative à l'usure produite. On a beaucoup de chance avec une pareille surface que le parallélisme des pistons, des patins se maintienne longtemps. Dans la pratique, une pareille surface donne lieu quelquefois à des échauffements inattendus et très intenses, et il en résulte un arrachement de la matière de la glissière qui donne alors un frottement rugueux; il est difficile de repolir cette glissière et d'obtenir une surface réellement plane; il faut piquer les transports du métal aciéré et très dur. Pour produire ces échauffements, il suffit que le trou central *l* soit bouché, et avec l'inclinaison du navire, sur l'AR le graissage pouvait ne se faire régulièrement que sur l'AR de glissière.

Traverse et glissière des Forges et Chantiers de la Méditerranée pour machine horizontale (fig. 64). — Cette traverse glissière se compose du tourillon T en fer forgé, portant les bras *b* et *b'* sur lesquels sont emmanchés cylindriquement les deux tiges *tp* et *t'p* de chaque piston; de chaque côté du tourillon T du pied de la bielle motrice sont ménagées deux portées cylindriques *t'* et *t* avec embase sur lesquelles sont ajustés les coulisseaux C et C' (vues 1 et 2); ces coulisseaux sont en bronze anti-frictionné, ils sont en deux parties reliées par des boulons 1 et 2 avec écrous et contre-écrous pour

frein ; ils ont des dimensions suffisantes pour assurer un frottement dans de bonnes conditions et conserver par leur forme une bonne

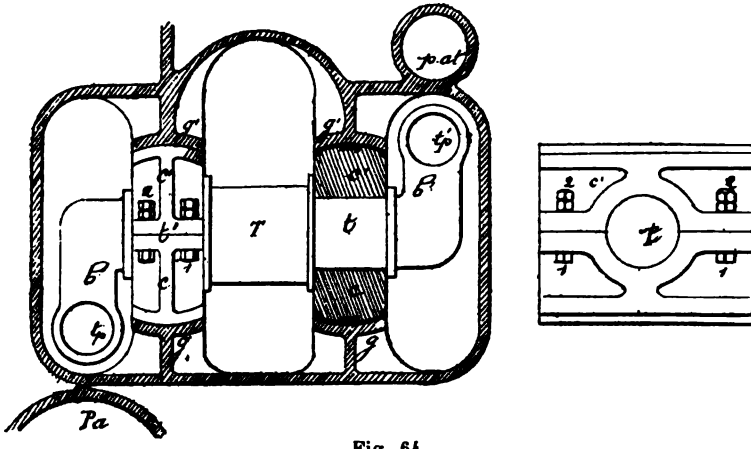


Fig. 64.

direction aux tiges du piston pendant leur mouvement ; les glissières font partie du condenseur, elles sont parfaitement alésées dans le sens de l'axe des tiges. Ce genre de glissière n'a jamais donné lieu au moindre échauffement.

Traverse et glissière d'Indret (fig. 65). — Cette traverse est en deux parties ; la partie supérieure T comprend le tourillon *t* venu

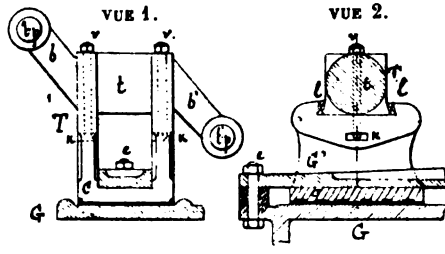


Fig. 65.

de forge avec les deux bras *b* et *b'* portant les œils pour la fixation des tiges *tp* et *t'p* du piston, leurs emmanchements sont cylindrique avec embase.

La partie inférieure comprend le coulisseau C en fonte de fer anti-frictionné à sa partie inférieure, et ayant la forme d'un U est

relié à la traverse T à l'aide de clavettes *ll* emmanchées à queue d'aronde et des vis *vv* se vissant dans des écrous KK noyés dans l'épaisseur de chaque branche verticale de l'U formant le coulisseau. La glissière G est en fonte de fer, elle est formée par la partie supérieure des bâtis servant à relier les condenseurs, et au passage de l'eau de circulation. La partie supérieure de la glissière G' pour la marche AR est obtenue à l'aide d'une bande de fer reliée par ses extrémités à la glissière G par le moyen des boulons *ee*; l'écartement entre G et G', pour le passage du patin C est obtenu à l'aide de cales d'une épaisseur suffisante pour laisser le jeu voulu. Dans cette disposition il faut relever le patin en augmentant l'épaisseur de l'antifriction pour parer à l'usure. Ces glissières n'ont jamais laissé à désirer et étant complètement dégagées la surveillance en est très facile.

Disposition du Creusot. — Elle se compose de la traverse B portant le tourillon T à embase sur lequel est articulé le pied de la bielle motrice, et les deux bras *v* et *v'* portant les œils d'emmanchement des tiges *tp* et *t'p* du piston ; la traverse est prolongée par les deux tourillons *t* et *t'* sur lesquels sont emmanchés les deux coulisseaux rectangulaires en bronze *pp p'p'* avec rebord extérieur et coulissant dans les glissières G et G' formées par deux bandes planes en acier, avec talons à chacune de leurs extrémités embrassant les nervures *n* et *n'* G et G' sur lesquelles ces bandes reposent; mais il est à remarquer que les bandes inférieures au lieu de reposer de toute leur longueur sur les nervures inférieures *n* et *n'* qui ont été parfaitement rabottées sont supportées par des entretoises à vérin qui permettent de rectifier la hauteur de ces bandes et de compenser l'usure. L'avantage de cette disposition consiste dans le remplacement facile des bandes en cas d'usure ou de grippures qui nuiraient à leur fonctionnement. On peut les démonter avec la plus grande facilité et par conséquent faire par les moyens du bord les petites améliorations nécessaires pour obtenir un frottement normal. Ces glissières ont subi quelques petites modifications dont on pourra se rendre compte dans les diverses vues de la machine du *Fleurus*, construite par le Creusot.

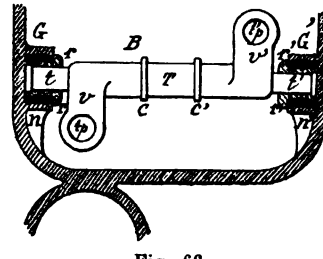


Fig. 66.

Traverse et glissière d'une machine verticale. — Dans les machines verticales dites à pilon la traverse se compose généralement d'un

bloc K en fer ou en acier, avec emmanchement ordinaire sur la tige du piston ; ce bloc peut porter le coussinet *cc* d'articulation du pied de la bielle. Ce bloc porte le tourillon T qui est prolongé de chaque côté des joues du coussinet, et c'est sur ces prolongements que viennent s'ajuster chaque bras de la bielle motrice dite à fourche ; des goupilles *gg* lient la fourche au tourillon T ; c'est alors le tourillon qui tourne dans le coussinet CC ; d'habitude c'est le coussinet qui tourne autour du tourillon cette disposition est celle du *Duperré* construit par les Forges et Chantiers de la Méditerranée. Les patins guidés par la glissière G sont fixés sur le même bloc K et d'équerre.

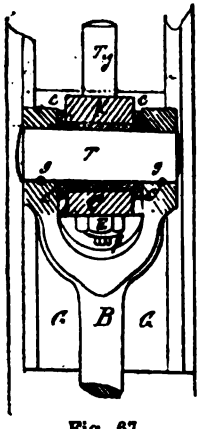


Fig. 67.

(Fig. 68). *Autre disposition.* — Celle-ci se compose d'un bloc T venu de forge avec la tige *t* du piston ; dans ce bloc est logé le coussinet AA embrassant le tourillon *t'* du pied B de la bielle motrice qui est à fourche ; chaque branche de la fourche est fixée aux tourillons *t*, prolongement de *t'* ; un chapeau K fixé au bloc T de la bielle supporte la partie inférieure du coussinet. De chaque côté du bloc sont fixées les pièces en fonte CC par le moyen des vis *vv* ; sur les pièces CC sont appliquées et fixées les patins PP ajustées à queue d'aronde et maintenus à poste par les plaques *pp* et les vis *v'v'*. Ces patins sont antifrictionnés et s'appuient sur les faces des glissières GG.

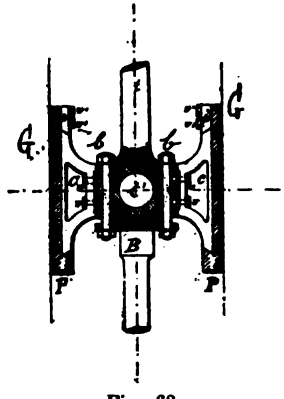


Fig. 68.

T, traverse en fer ou en acier venue de forge avec la tige du piston.
t, tige du piston.
AA, coussinet du tourillon *t'* du pied de la bielle.
t' t', tourillon fixé à chaque fourche de la bielle motrice B et oscillant dans le coussinet A.
K, chapeau du palier du coussinet.
b b, boulons de fixation du chapeau du coussinet.
c c, pièces en fonte fixées au bloc T.
v v, Vis de fixation des pièces *cc* au bloc.
PP, patin portant contre les glissières GG.
p p', plaques de fixation des patins.
v v', vis fixant les plaques.

Dans les machines à pilon des cuirassés les glissières sont creuses, il existe un courant d'eau froide à l'intérieur pour les maintenir à une température convenable.

Autre disposition (fig. 69). — Cette disposition ne diffère des précédentes que par la suppression d'un patin et par la tige *tp* du piston qui est terminée par un té, ce té est ajusté sur le patin P portant une nervure *nn* qui allège et consolide le bloc du patin dans lequel est ajusté le coussinet C; des boulons *bb* traversant le bloc et le chapeau C*p* du coussinet formant l'articulation du pied de la bielle; le tourillon T d'oscillation du pied de la bielle B est entraîné par une goupille *i* traversant une des branches de la bielle à fourche; les lèvres du patin sont emprisonnées par une plaque G maintenue à la bande verticale composant l'autre face de la glissière par des vis *vv*.

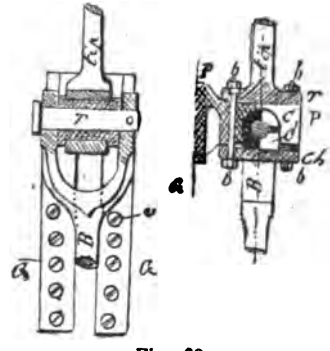


Fig. 69.

Cette partie de la glissière est en bronze; cette disposition est généralement employée pour les petites machines — et non pour les cuirassés; — des godets graisseurs sont disposés pour graisser ces glissières, un arrosage est également disposé pour maintenir une température constante, état qui est indiqué par un savonnage résultant du mélange de l'eau en petite quantité avec l'huile de graissage.

PRESSE-ÉTOUPE, SON BUT

D. — Qu'est-ce qu'un presse-étoupe? (fig. 70 et 71.)

R. — On appelle presse-étoupe un ensemble de pièces comprenant :

1° *Une boîte dite à étoupe b.* — Logement cylindrique souvent ménagé dans la carcasse des fonds et des couvercles des cylindres, sur les portes des boîtes à tiroirs et sur tout récipient traversé par une tige, où l'on veut empêcher, soit la vapeur de sortir, soit l'air de rentrer et de même pour l'eau, ce qui est le cas des pompes. C'est dans cette boîte cylindrique dans laquelle doit passer une tige ou tourner un arbre, que sont logées autour de cette tige et de cet arbre les tresses carrées en chanvre ou en coton, les tresses en amiante, les tresses métalliques composées de fils de cuivre soit tressés, soit simplement en toron, soit enfin le presse-étoupe métallique Belleville, soit un ensemble de segments métalliques. Le fond de la boîte est terminé par une pièce en bronze *d* entourant la tige, l'arbre ou le piston d'une pompe qui passe dans la boîte à étoupe, que l'on appelle grain de la boîte à étoupe, ce grain forme

le fond de la boîte et corrige par son degré d'ajustage le jeu qui pourrait exister dans le fond de la boîte entre la tige et ce fond. Ce grain peut être d'une seule pièce si la tige n'a pas d'embase et en deux parties lorsqu'elle en a une ; dans les pompes à piston plongeur, il est d'une seule pièce, il porte une partie cylindrique qui s'encastre dans l'épaisseur du fond où il est logé, et sa collerette forme le fond arrondi de la boîte à étoupe ; cette forme en arrondi a pour effet de rapprocher les tresses sur les tiges.

2° *Du chapeau ou presse-garniture* (fig. 70 et 71). — Pièce C en bronze généralement, mais qui peut être en fonte ou en acier, portant une partie cylindrique qui pénètre dans la boîte à étoupe *bb*, et une collerette traversée par les boulons de serrage le dessus du chapeau est évasé si le presse-étoupe est vertical, afin de ménager un petit godet graisseur; la coupe de la partie cylindrique est oblique pour appliquer les tresses contre la tige.

Presse-étoupe d'un tuyau de vapeur.

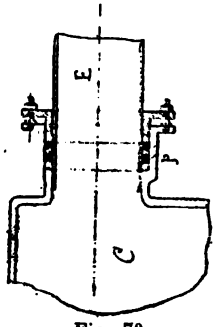


Fig. 70.

3° *Des moyens de serrage du chapeau ;*

4° *De son mode de graissage.*

En résumé le presse-étoupe complet se compose :

1° De sa boîte à étoupe et de son grain, logement des tresses quelles qu'elles soient ;

2° Du chapeau du presse-étoupe ;

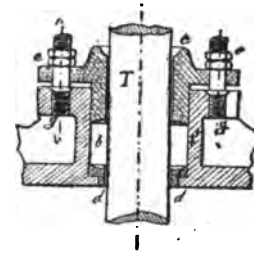
3° Du mode de serrage du presse-étoupe.

Comme nous l'avons déjà dit, le but du presse-étoupe est d'empêcher toute communication intérieure d'un récipient avec l'extérieur. Ainsi pour les tiges d'un piston à vapeur, c'est d'abord d'empêcher les fuites de vapeur du cylindre à l'extérieur et la rentrée de l'air dans ce cylindre, de même pour la tige du tiroir ; les rentrées d'air dans les cylindres ont lieu chaque fois que dans ceux-ci la pression intérieure est plus faible que la pression atmosphérique, soit par suite d'une grande détente, soit pendant leur communication avec le condenseur. Dans les machines Woolf à moyenne pression, la pression dans les cylindres détendeurs peut être à une certaine allure inférieure à la pression atmosphérique pendant toute la course du piston, et dans ces conditions, avec des presse-étoupe mal conditionnés, l'air s'introduirait pendant toute la course aussi bien pendant l'introduction que pendant l'évacuation ; d'où mauvais vide et refroidissement des cylindres, augmentation du travail de la pompe à air et diminution de celui de la machine, même avec une consommation élevée de combustible. Lorsque les presse-étoupe sont établis sur des tuyaux de vapeur ou sur des cloisons, ces presse-étoupe ont non seulement

pour but de produire l'étanchéité de la réunion de deux tuyaux, mais aussi de leur permettre un glissement de l'un dans l'autre, et par conséquent, par cette liberté de glisser, de ne pas fatiguer la matière. Dans les tuyaux, quand on ne fait pas de presse-étoupe, on fait des bourrelets élastiques. Les tuyaux de vapeur des cylindres d'une machine Woolf sont également munis de presse-étoupe au lieu d'avoir des joints rigides.

Légende : *b*, boîte à étoupe, *c*, chapeau du presse-étoupe, CE tuyau de vapeur; *bb*, bague en chanvre trempée dans le suif, ou un mélange de suif et d'un peu de blanc de céruse; R*e*, récipient de la vapeur; *gg*, prisonniers de serrage du chapeau. Les presse-étoupe sont également employés pour serrer les chapeaux des robinets afin de donner, par des tresses élastiques, une certaine élasticité qui est nécessaire au tournant du robinet, et surtout lorsque ce robinet est soumis à des différences de température; les différentes variétés de robinets sont représentées avec leurs accessoires. Le mode de graissage varie avec la disposition du presse-étoupe et le type de machines.

VUE 1.



VUE 2.

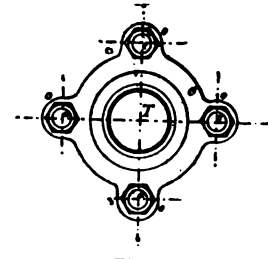


Fig. 71.

DISPOSITION LA PLUS SIMPLE D'UN PRESSE-ÉTOUPE

Cette disposition est représentée par la figure 71 vues 1 et 2; elle était employée pour les machines à moyenne pression des tiges des pistons à vapeur et pour les diverses pompes : pompes de cale, pompes alimentaires et pompes à air; et encore actuellement pour les tiges des pistons à vapeur des canots, pour celles des tiroirs et des détentes des mêmes machines.

Le serrage du chapeau se faisait directement à la main à l'aide d'une clef ordinaire. Dans cette disposition, ainsi qu'il est indiqué par la figure 71, se compose de la boite cylindrique *b* dans laquelle sont logées les tresses *tt* en coton ou en chanvre, du grain *d* limitant d'une façon régulière le jeu de la tige T, et servant de guide pour la rectification de la position normale de cette tige; ce grain qui ne doit pas toucher la tige supporte les tresses, il réduit la surface de contact de ces dernières avec la vapeur, et par ce fait, en prolonge la durée, tout en servant d'indication directe à leur

position. La tige ne doit jamais porter sur le grain. Il y a donc avantage à maintenir cette dernière un peu plus élevée dans les machines horizontales. Ce grain, comme nous l'avons déjà indiqué, peut être en une seule pièce ou en deux parties selon que la tige est à embase ou non, il est fixé quelquefois dans le fond du cylindre; mais il peut être libre, étant pressé par les tresses, il ne cherche pas à se mouvoir, ce qui pourrait arriver, si n'étant pas fixé, les tresses venaient à être brûlées, par ce fait, la garniture ne remplissant plus complètement son logement, avec un peu de frottement de la tige sur ce grain, il pourrait se déplacer dans le sens du mouvement de la tige, et dans ces conditions le presse-étoupe ne remplirait plus qu'imparfaitement ses fonctions d'étanchéité.

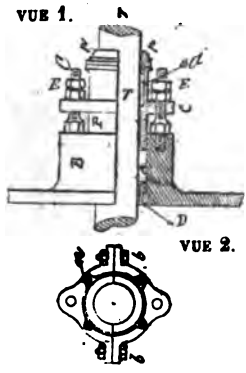


Fig. 72. — Vues 1 et 2.

B, boîte à étoupe principale.
D, grain ou D formant le fond de la boîte, il est en deux parties fixées par des vis.
A, logement des tresses carrées en chanvre ou en coton.
a a, boîte à étoupe du presse-étoupe *p p* ménagé dans le chapeau *c*.
p p, petit presse-étoupe appuyant les tresses lubrifiantes des tiges.
EE, écrous de vissages du chapeau P.
P, chapeau du presse-étoupe de la boîte B.
b b, boulons reliant les deux parties du presse-étoupe.
vv, vis de fixation du petit chapeau du presse-étoupe lubrifiant.

Le chapeau C peut être en fonte, en fer, ou en bronze selon le rôle qu'il doit remplir; pour les pompes, il est généralement en bronze. Il porte une partie cylindrique *h* appuyant directement sur les tresses, et, comme on le voit, cette partie portante est terminée par un arrondi incliné qui appuie les tresses contre la tige; et la base du grain en fait autant par la même disposition inclinée.

Le serrage du chapeau C se fait à l'aide des prisonniers *gg* et des écrous *ee*.

Pour effectuer le serrage de ce presse-étoupe, s'il ne doit pas varier de température, on peut le serrer d'une quantité qui est indiquée pratiquement par la résistance que l'on éprouve à la main; mais dans le cas où il doit varier de température et qu'il n'est pas facilement accessible, il faut attendre pour le serrer définitivement que la température ait atteint sa température normale que la machine soit échauffée; et il faut tenir compte de la nature des tresses qui le remplissent. Pour les pompes alimentaires de cale et à air, on le rend toujours à la pression estimée par le serrage à la main, comme la tige ou le piston est baigné par l'eau, la condition essentielle est de l'empêcher de fuir, tout en observant les règles indiquées.

PRESSE-ÉTOUPE MAZELINE (fig. 72).

Ce presse-étoupe, comme l'indique la figure 72, se compose d'une boîte B formée par un barrage du couvercle dans lequel est pratiqué le passage de la tige T et le logement des tresses et du grain D en deux parties à cause du cône d'emmanchement qui a un diamètre supérieur à celui de la tige. Le chapeau P est également en deux parties pour la même raison. Le chapeau P renferme lui-même une petite boîte à cloche *dd* dans laquelle sont logées des tresses en coton lubrifiantes de la tige et complétant l'étanchéité de la tige ; ces tresses, par leur souplesse et par leur bon graissage appuient légèrement contre la tige et assurent son étanchéité, elles empêchent les rentrées d'air.

Les deux parties du chapeau sont reliées par des boulons *bb* et le petit presse-étoupe *pp* est fixé sur le chapeau *c* par des vis *vv*.

PRESSE-ÉTOUPE DES MACHINES WOOLF (TYPE D'INDRET) (fig. 73).

Ce presse-étoupe, comme les précédents, a sa boîte B venue de fonte avec le couvercle ; mais elle est surmontée d'une deu-

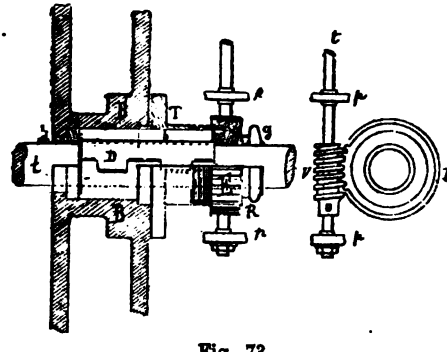


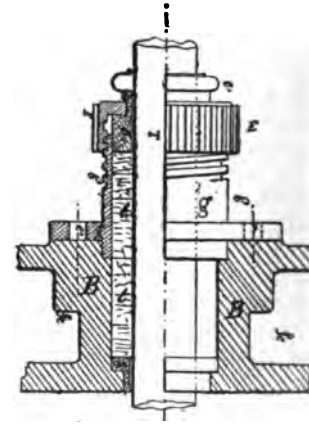
Fig. 73.

t, tige du piston.
D, garnitures métalliques ajustées en adents et embrassant la tige *t*.
e e. embase de la garniture reposant sur le grain *d*.
B. boîte à étoupe ménagée dans le couvercle.
T, boîte en bronze filetée carrée à sa partie supérieure sur laquelle se visse l'écrou E.
V, vis de manœuvre de l'écrou E.
C, chapeau du presse-étoupe pressé par la collerette a de l'écrou E.
bb, tresses en chanvre ou en coton remplissant les boîtes B et T.
g g, godet graisseur du presse-étoupe.

xième boîte T en bronze fixée sur la face extérieure du couvercle, elle a exactement le même diamètre que B ; elle est terminée, à sa

partie supérieure par une partie filetée à filets carrés sur laquelle se visse un écrou E avec lequel engrène une vis sans fin V supportée par les deux paliers *p* et *p'*; cette vis est généralement manœuvrée par une clef à rochet. Cet écrou porte une partie annulaire *d* qui appuie sur le chapeau *c* qui fait presse-étoupe sur les tresses *bbb* en chanvre ou en coton logées dans la boîte; ces tresses enveloppent la garniture métallique D qui est en antifriction et en deux parties ajustées en adents et appuyées contre la tige par la pression des tresses; cette garniture est terminée à sa base par une petite embase *ee* qui porte sur le grain. Les parties adentées sont parfaitement ajustées avec le même soin que les garnitures du piston, elles ont un jeu suffisant pour permettre le

VUE 1.



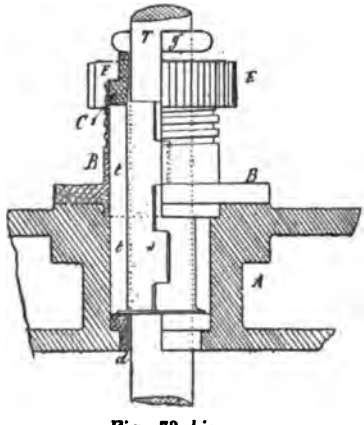


Fig. 73 *bis*.

VUE 2.

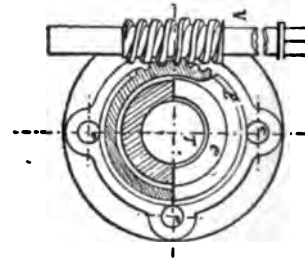


Fig. 74.

serrage. Dans les machines de ce genre, il arrive que la vapeur est surchauffée, et par sa haute température dans le cylindre admetteur, les tresses en coton directement en contact avec la tige avaient très peu de durée. La figure 73 *bis* représente la même disposition mais avec des garnitures en cuivre jaune mince.

Dans les mêmes machines horizontales à trois cylindres au Woolf (fig. 74) on a supprimé les garnitures métalliques aux

cylindres détendeurs tout en conservant la même disposition pour la manœuvre du presse-étoupe.

Ces presse-étoupe devaient être faits avec le plus grand soin ; les tresses devaient être trempées dans l'huile et pressées au matoir avant de les serrer par le presse-étoupe.

BIEN-HOA.

Presse-étoupe.

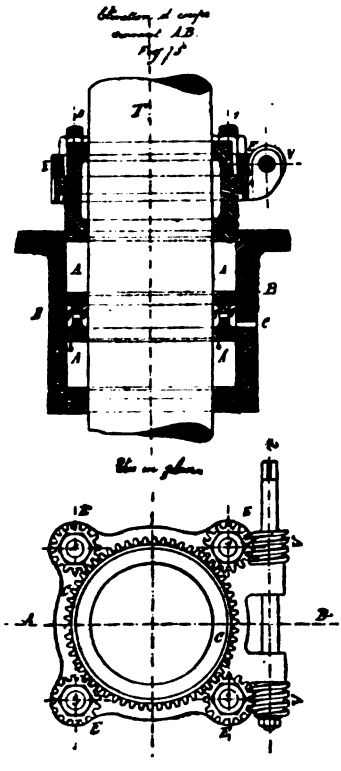


Fig. 75.

PRESSE-ÉTOUPE DES FORGES ET CHANTIERS DE LA MÉDITERRANÉE EMPLOYÉ SUR LES TRANSPORTS (fig. 75).

La boîte B à garniture est également prise dans l'épaisseur du couvercle avec grain en bronze G formant le fond du logement A

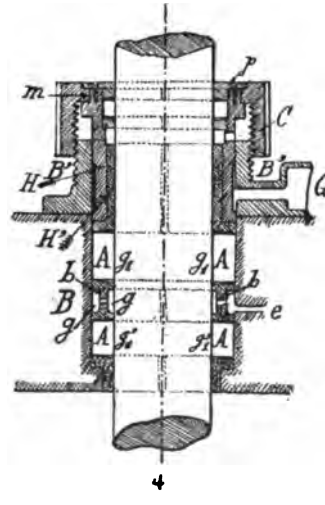


Fig. 76.

des garnitures qui sont des tresses en coton dans le fond et en amiante à la partie supérieure. Ce logement A est divisé en deux parties par une bague *bb* en bronze portant sur son pourtour deux gorges *gg*, l'une intérieure et l'autre extérieure et communiquant avec la vapeur des chemises des cylindres par le conduit *e*. Les tresses sont logées en dessous et au-dessus de la bague *bb*.

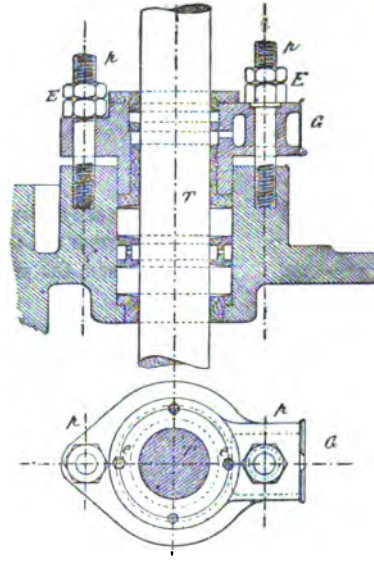


Fig. 77.
VUES 1 ET 2.

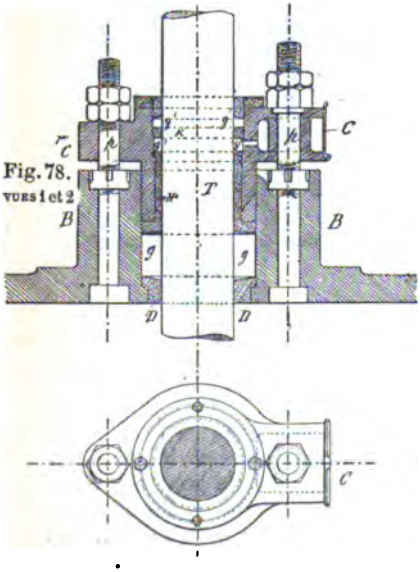


Fig. 78.
VUES 1 et 2

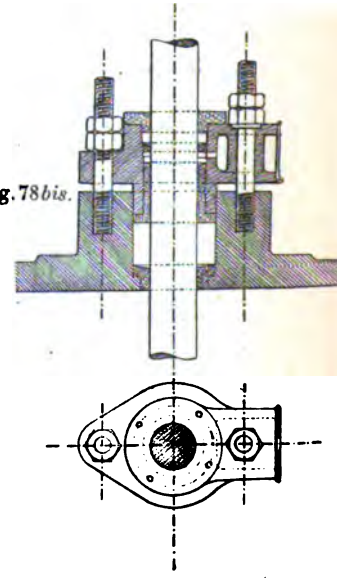


Fig. 78 *bis*.

Le chapeau C porte une couronne dentée engrenant avec quatre pignons EE ; deux de ces pignons sont commandés par la vis sans fin V, la couronne dentée commande les deux autres ; ces pignons sont vissés sur les quatre prisonniers 1, 2, 3, 4. On voit donc qu'en manœuvrant la vis sans fin, on actionne en même temps les quatre écrous pignons EE.

Par cette disposition, le chapeau descend donc carrément.

A la partie supérieure du chapeau, il existe encore une petite chambre annulaire à la partie supérieure renfermant des tresses molles en coton servant au graissage de la tige.

PRESSE-ÉTOUPE DU « TOURVILLE » DES FORGES ET CHANTIERS (fig. 76).

Ce presse-étoupe se compose également de deux boîtes B et B', dans la boîte en B divisée deux compartiments AA par la bague *bb* portent deux gorges circulaires *gg'*, l'une intérieure et l'autre extérieure, disposition du *Bien-Hoa* ; cette bague communique avec la vapeur des enveloppes par l'orifice *e*.

La partie supérieure de la boîte B' est fixée au plateau ; son extrémité est filetée et reçoit un écrou C qui porte une saillie circulaire *mn* qui appuie sur une douille extérieure H, laquelle douille H appuie à son tour sur l'embase inférieure d'une seconde douille H' logée dans la première ; c'est cette dernière douille H' qui forme presse-étoupe et appuie sur les tresses $g_1 g_1$, du premier compartiment AA ; ces tresses appuient sur la bague *bb*, et celle-ci sur les tresses $g'_1 g'_1$ du compartiment A'A'.

Dans la douille H est également ménagée une petite chambre renfermant des tresses molles servant au lubrifiage de la tige ; le graissage se fait par le godet G faisant partie de B'.

PRESSE-ÉTOUPE DES TIGES DES TIROIRS GRAND CYLINDRE (fig. 77).

Cette disposition a beaucoup d'analogie avec celle des tiges des pistons à vapeur ; elle n'en diffère que par la manœuvre du chapeau du presse-étoupe qui se fait à l'aide de deux écrous ordinaires munis de contre-écrous servant de frein.

PRESSE-ÉTOUPE DES TIGES DU TIROIR PETIT CYLINDRE (fig. 78).

Dans ce presse-étoupe la manœuvre du chapeau se fait également à l'aide d'écrous ordinaires munis de contre-écrous servant de frein, la bague *bb* de la figure 76 divisant la boîte à étoupes en deux

a été supprimée, les tresses sont logées dans le compartiment *gg*. Le chapeau C*p* appuie sur la base de la douille concentrique H', laquelle presse les garnitures *gg*. Dans la partie supérieure du chapeau C*p* est ménagée une petite chambre dans laquelle sont placées des tresses molles en coton séparées par une garniture métallique g_1, cette petite chambre est formée par le presse-étoupe *pp* maintenue à l'aide de quatre vis.

PRESSE-ÉTOUPE DES TIGES DES DÉTENTES (fig. 78 *bis*).

Cette disposition est la même que celle des tiroirs du petit cylindre.

PRESSE-ÉTOUPE A GARNITURES MÉTALLIQUES (fig. 79).

Ce presse-étoupe employé pour les tiges des machines à haute pression, 7 kilogrammes et au-dessus, a sa boîte à garniture placée dans une boîte B ménagée dans un bossage du couvercle du cylindre. La garniture se compose de quatre segments en métal blanc ou en antifriction coupés en plans inclinés de façon à former les segments 1 et 1', 1 et 1', 2'2, 2'2, etc., de telle sorte qu'en serrant le presse-étoupe C par l'intermédiaire de la tresse *t* en chanvre ou en coton qui donne de l'élasticité à l'ensemble du presse-étoupe, les parties 1', 2', 3', 4' de chaque segment 1, 2, 3, 4 appuient contre la partie intérieure de la boîte B et les parties 1, 2, 3, 4 des autres parties des mêmes segments appuient contre la tige T du piston, la boîte est terminée par le grain G. Le graissage direct se fait sur la tige; la vapeur du cylindre qui est également chargée de graisse lubrifie naturellement la tige et les segments. Le passage de l'huile et de l'eau grasse se fait par les rainures *pp* faites autour avant la coupure des segments.

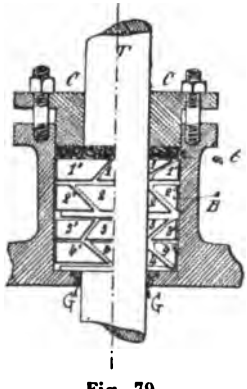


Fig. 79.

PRESSE-ÉTOUPE MÉTALLIQUE DU CROISEUR « MILAN » (CHAUDIÈRES BELLEVILLE) (fig. 80).

Ce presse-étoupe est formé d'une boîte A appartenant au couvercle du cylindre, elle est remplie de tresses B, sorte de bou-

boudin contenant de la grenaille métallique, système Belleville; ces tresses appuient sur la tige T et sur le fond d'une bague G en bronze divisée en trois parties, la forme inclinée de cette bague la fait appliquer contre la tige T sous la pression des tresses B et du presse-étoupe. Le serrage de ce presse-étoupe ne doit être définitivement arrêté que quand la machine est complètemeni échauffée.

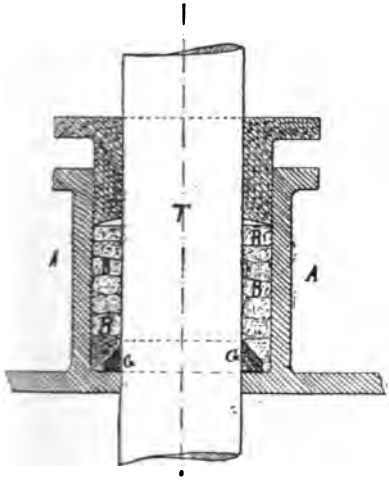


Fig. 80.

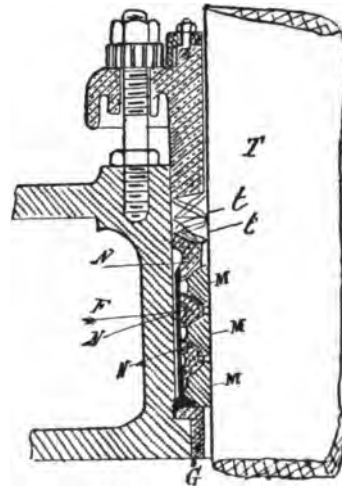


Fig. 81.

PRESSE-ÉTOUPE A GARNITURES MÉTALLIQUES, EMPLOYÉ SUR LES TRANSATLANTIQUES

Cette disposition des machines verticales des paquebots transatlantiques tient par sa construction et par la nature du métal des segments à celle des figures 79 et 80 du *Milan*.

Avec les hautes pressions les garnitures végétales ou en amiante ou du système Miller finissent toujours au bout d'un certain temps d'usage à se durcir, à se détériorer, les tresses Miller surtout ne pouvant supporter ni l'eau ni la graisse étaient d'une durée incertaine; pour les longues traversées, et les conditions de temps auxquelles doivent satisfaire les paquebots, ce genre de presse-étoupe ne pouvait donc pas répondre aux exigences du service auquel les paquebots sont tenus. Aussi a-t-on employé d'une façon complète les garnitures métalliques.

La boîte faisant partie du fond est parfaitement alésée; dans l'intérieur de cette boîte sont logées les garnitures métalliques MMM qui appuient contre la tige T du piston et les garnitures NNN pénétrant entre les premières sous forme de coin et appuyant par leur dos contre une douille F reposant par sa base sur le grain G. Le presse-étoupe appuyé par les écrous à base entaillée de façon à loger dans les adents le frein, appuie sur une garniture élastique végétale *tt* et par suite sur tous les segments, la douille F établit l'étanchéité à l'intérieur du presse-étoupe et les segments celle de la tige. Entre chaque segment il existe une cannelure libre permettant le lubrifiage de la tige T.

PRESSE-ÉTOUPE MÉTALLIQUE EMPLOYÉ SUR LES LOCOMOTIVES (fig. 82)

La boîte à étoupe B présente deux faces parfaitement dressées pour la fixation des glissières G. Cette fixation se fait au moyen de boulons et d'écrous E. L'intérieur de la boîte est un simple alé-

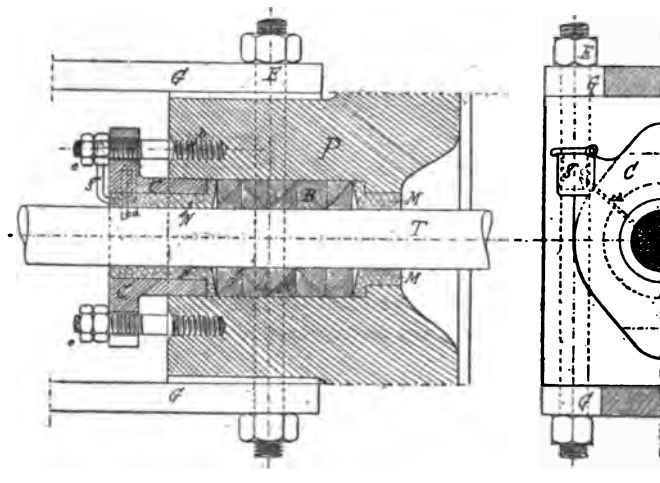


Fig. 82.

sage. La garniture est métallique et coupée en coins, elle repose dans le fond de la boîte sur le grain M; elle est appuyée par le chapeau C appuyant sur l'embase inférieure d'une douille N. Les bagues sont en antifriction. Par cette coupure des bagues, on voit qu'en serrant le chapeau C, les bagues appuient d'une part contre la tige et d'autre part contre le pourtour intérieur de la boîte.

PRESSE-ÉTOUPE DES MACHINES OSCILLANTES (fig. 83)

Ce presse-étoupe qui, à cause de sa double fonction doit d'abord assurer l'étanchéité de la tige T et ensuite lui servir de guide et d'appui dans le mouvement oscillant du cylindre a une forme et une disposition de ses garnitures spéciales. Dans la boîte B venue de fonte avec le couvercle, qui est parfaitement alésée intérieurement, est ajusté un manchon S en bronze qui sert d'appui à la tige; sur l'embase supérieure *g* de ce manchon repose une garniture *m* en antifriction divisée en deux parties et ajustée en adents. Cette garniture porte elle-même un bourrelet *g'* pour la renforcer. Cette garniture a la forme d'un tronc de cône et entre cette garniture et le pourtour intérieur de la boîte sont logées des tresses *tt* en chanvre qui appuient la garniture métallique *m* contre la tige T; ces tresses sont d'abord emmanchées avec un matoir en bois de façon à les faire remplir exactement leur emplacement, puis ensuite on les appuie par le presse-étoupe C*p* dont l'intérieur est antifrictionné ou garni d'une chemise en bronze. Ce presse-étoupe est terminé par un anneau creux g_1 servant de godet graisseur, on y loge dedans une tresse molle toujours imbibée d'huile. Au-dessus de la boîte B' est fixé un récipient C'C' recevant les huiles qui tombent du godet graisseur *g* dans le mouvement du cylindre dont la vitesse d'oscillation est très variable, et en changeant de sens cette vitesse est une cause de projection de l'huile à l'intérieur.

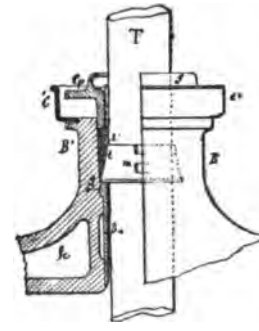


Fig. 83.

PRESSE-ÉTOUPE DE MACHINES A FOURREAU (fig. 84)

Dans ce presse-étoupe la boîte a étoupe qui est considérable est venue de fonte avec le couvercle. Le fourreau portant le tourillon sur lequel est articulé le pied de la bielle fait donc l'office d'un patin de glissière et le presse-étoupe celui de glissière. La garniture doit donc être fixe et métallique pour répondre aux conditions de fonctionnement du piston.

La garniture métallique en fonte de fer généralement se compose de deux segments *gg* taillés en forme de cône superposés et

portant un ergot K pour les empêcher de tourner l'un sur l'autre, la coupure est droite et placée de façon à ne pas se correspondre, le fond de la boîte est parfaitement tourné et forme une surface plane sur laquelle viennent reposer les garnitures. Les garnitures *gg* sont appuyées sur le fourreau à l'aide d'une bague circulaire *c* taillée également en coin et s'ajustant parfaitement sur le dos des garnitures *gg* ; cette bague glisse le long de la boîte à étoupe et sert d'appui aux garnitures et au fourreau et procure en même temps l'étanchéité par un bon ajustage dans la boîte. Cette bague C est commandée par les vis *vvv* terminées par une porte carrée avec des écrous freins *ff* appuyant sur le plateau C du cylindre. Ces vis portent une embase K appuyant contre la

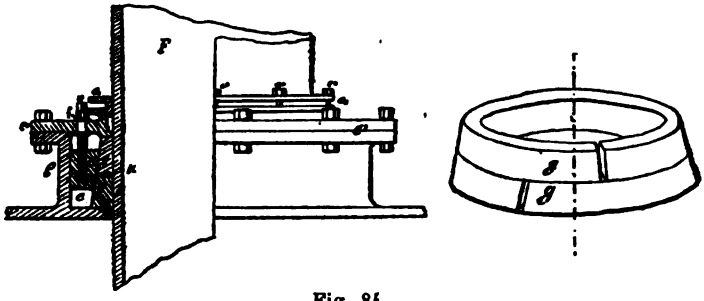


Fig. 84.

partie intérieure du plateau ; elles sont mises en place et vissées dans la couronne ou bague C avant la mise en place du plateau. Ces vis sont toutes coupées d'une façon vigoureuse à la même hauteur, et le plateau parfaitement dressé pour ne pas présenter de gauche par rapport à la collerette de la boîte. Toutes les vis *v* étant à poste, par leur embase K reposant contre le plateau C', on conçoit facilement qu'en les tournant dans un sens ou dans un autre on fera monter ou descendre la bague C, et par conséquent par ce mouvement on appuiera plus ou moins les garnitures *gg* contre le fourreau F ; et comme toutes les vis ont la même longueur, c'est-à-dire qu'elles doivent dépasser le plateau C' toutes de la même quantité, on pourra donc faire descendre la bague C bien parallèlement dans la boîte à étoupe et obtenir un serrage uniforme des garnitures *gg* contre le fourreau F. Le couvercle C' est surmonté d'une petite boîte à étoupe C_1 dans laquelle on met des tresses molles par le graissage du fourreau. Le grain *d* du fond de la boîte a un peu de jeu avec le fourreau afin qu'en cas d'échauffement, il n'y ait pas arrachement de la matière du fourreau. Ce type de machine permettait d'avoir une longueur de bielle suffisante tout en restreignant leur encombrement ; mais

les résultats n'ont pas donné des avantages suffisants pour les propager à l'époque où les types de machines étaient si nombreux et dont les plus en renom et à juste titre étaient ceux de Mazeline et du Creusot et les Forges et Chantiers de la Méditerranée.

PRESSE ÉTOUPE DES POMPES A AIR (fig. 85).

Dans ce presse-étoupe la boîte B à étoupe est venue également de fonte avec le couvercle, elle porte à l'extérieur des nervures *b* pour la renforcer ; elle est parfaitement alésée intérieurement et

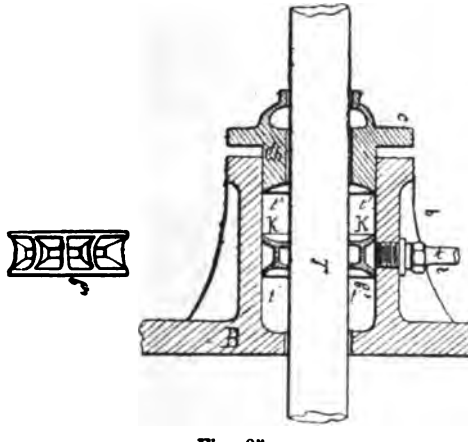


Fig. 85.

arrondie à sa partie inférieure où doivent porter les tresses le trou dans lequel passe la tige T est d'un diamètre un peu plus grand que celle-ci afin que la partie inférieure des tresses soit en contact facilement avec l'eau. La tige T est en bronze ou en fer avec chemise en bronze. La boîte à étoupe comme il est indiqué est divisée en deux parties par la bague annulaire KK en bronze. Cette bague annulaire porte deux gorges *g* et *g'* annulaires, dont l'une *g* embrasse la tige T et l'autre *g'* est en communication avec un tuyau *t* venant de la bâche. Il résulte donc par cette division de la boîte, et par l'adjonction de la bague annulaire KK que la garniture est en partie hydraulique par la circulation de l'eau dans les gorges (*g g'*) de la bague et qu'elle possède également en-dessus et en-dessous de la bague KK des tresses *tt'* carrées en coton trempées dans l'huile avant d'être introduites. Ces tresses sont pressées par un chapeau ordinaire C*h* terminé par une petite boîte

dans laquelle on place une tresse molle imbibée d'huile, cette boîte est un graisseur. Comme les tresses *t* sont généralement en coton, il faut les rendre suffisamment molles pour éviter des serrages de presse-étoupe qu'il est souvent difficile d'opérer en marche.

PRESSE-ÉTOUPE DE L'ARBRE PORTE HÉLICE (fig. 86).

La boîte B de ce presse-étoupe est généralement en bronze, elle est fixée à l'aide de prisonniers *g* et d'écrous *ee* et de sa collerette C à la collerette C' du tube T d'étambot; ce tube était en bronze

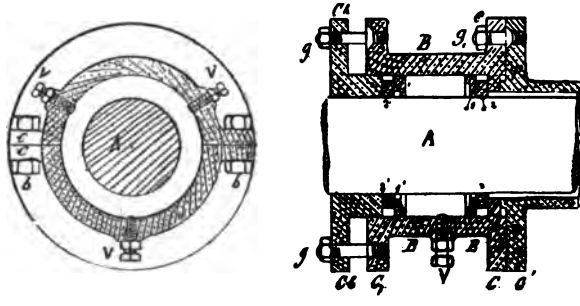


Fig. 86.

pour les coques en bois; il est en acier pour les coques en fer et fait partie de la construction du bâtiment; il est représenté par un dessin spécial relatif aux arbres. Les trous de fixation de la collerette CC' sont légèrement ovalisés afin de permettre de faire monter ou descendre la boîte à étoupe B à la demande de l'arbre. Ce presse-étoupe comprend donc la boîte B sur le pourtour de laquelle sont serrées les vis VV et partageant la chambre à tresses en deux parties de façon à pouvoir emprisonner les tresses du fond, sortir le chapeau C*h* et renouveler les tresses de la partie extérieure en cas d'usure, et même pour les graisser et prolonger leur durée. Ces tresses logées dans la chambre annulaire sont généralement en coton; elles sont comprises entre deux séries de segment métallique en cuivre jaune 1 2, 1'2', disposés par paire de la façon suivante : les segments 2 2, 2'2' reposent dans le fond de la boîte et contre la base du chapeau et sont en contact avec l'arbre qui à cette partie du presse-étoupe porte également une chemise en bronze bien étanche avec ce dernier; les garnitures 1 1 1'1' portant contre le pourtour intérieur de la boîte sont taillées et arrondis pour appliquer les tresses *tt* contre la chemise de

l'arbre; on voit donc qu'en serrant le chapeau C*h* comme celui de tout presse-étoupe, les garnitures métalliques et les tresses en coton assurent l'étanchéité du presse-étoupe. Au surplus pour éviter tout échauffement on laisse une certaine liberté au chapeau afin d'obtenir un petit filet d'eau extérieurement. Le chapeau C*h* est en deux parties reliées par des collerettes ou brides reliées par des boulons.

D. — Nature des tresses employées pour la confection d'une garniture complète d'un presse-étoupe au point de vue de la forme ?

R. — Les tresses qui sont employées dans la confection d'un presse-étoupe sont :

1° Les tresses carrées en chanvre ou en coton (presse-étoupe ordinaire; pompe à air, de cale);

2° Les tresses auto-lubrifiantes Miller (en toron);

3° Les tresses en amiante également en toron;

4° Les tresses métalliques (composées de toron en fils de cuivre, laiton ou cuivre jaune ou tressées);

5° La grenaille Belleville.

D. — Comment procède-t-on pour confectionner un presse-étoupe selon la nature de ses garnitures ?

R. — Avant de procéder à la confection du presse-étoupe, il faut s'assurer du centrage des tiges, et rectifier la position des tiges par rapport à leur grain, par conséquent vérifier la position du piston à vapeur ou celle de tout autre organe; cette vérification se fait surtout quand il y a eu un certain temps de marche; pour les presse-étoupe des autres organes de la machine, robinets et tuyautage, la visite est simplifiée; car, dans ce cas, ce sont de simples tresses à changer ou à graisser. Les tresses comme on le dit vulgairement peuvent être tellement aplaties que le presse-étoupe est rendu à bloc et le robinet est dur à manœuvrer faute d'élasticité des tresses. Les mesures que nous venons d'indiquer ayant été prises; on nettoye avec le plus grand soin la boîte à étoupe, on visite le grain, on nettoye également le chapeau du presse-étoupe et ses organes de serrage. Cela fait, la boîte à étoupe est prête à recevoir ses garnitures quelles qu'elles soient, par leur forme et leur nature.

Si les tresses sont carrées, en chanvre ou en coton, on commence d'abord par les battre avec un maillet en bois avant de les couper de longueur de façon à les rendre régulières et à les allonger en resserrant les brins qui ont servi à les confectionner. Les tresses ainsi préparées, on entoure la tige avec la tresse, on détermine ainsi la longueur que chacune doit avoir au moment de sa mise en place, on coupe alors une tresse à une longueur telle qu'étant placée dans la boîte, ses extrémités arrivent à se toucher mais

sans se croiser, ce qui empêche le rebroussement de ses extrémités, il serait encore préférable d'avoir un petit interstice entre chaque bout plutôt qu'un croisement qui donnerait lieu à un surcroît d'épaisseur, on les coupe toutes ensuite à la longueur de celle qui a été essayée ; on surlie leurs extrémités à l'aide d'un fil à voile afin d'empêcher le tressage de se défaire, la tresse carrée, ou le toron doit un peu forcer dans la boîte à étoupe afin qu'en les serrant, l'espace annulaire entre la tige et le contour de la boîte soit parfaitement rempli naturellement. Avant de confectionner la tresse, il faut donc tenir compte de cette considération qui est indispensable, sans cela, avec des tresses manquant d'épaisseur on pourrait les comprimer à force sans remplir la boîte annulaire. Les tresses coupées en nombre suffisant pour remplir la boîte, on les trempe, soit dans du suif fondu à une haute température, soit dans un mélange de suif et d'huile d'olive, soit simplement dans de l'huile d'olive ou du pétrole ; avec les machines à condenseur par surface et à haute pression cette dernière huile est préférable, le pétrole résistant beaucoup plus à cette haute température que les huiles végétales. Les tresses prêtes, on introduit chaque tresse par ses extrémités d'abord, puis le corps en entier de la tresse en se servant d'un matoir en bois M (fig. 86 *bis*) muni d'une queue *t* sur laquelle on frappe à l'aide d'un maillet en bois ; on rend ainsi la tresse dans le fond de la boîte, on tient compte de la position de sa coupure, on introduit ensuite la seconde tresse par le même moyen et dans les mêmes conditions que la première, ses extrémités étant juste à l'opposé de celles de la première, on la mate également à l'aide du matoir, on en introduit successivement un certain nombre, mais avant d'arriver à la fin, on se sert du presse-étoupe pour les appuyer complètement et s'assurer que, par un serrage uniforme, le chapeau reste parallèle à la collerette du presse-étoupe ; cette condition établie, on sert le chapeau et l'on procède pour l'introduction des tresses de la fin, comme pour les précédentes, on les comprime par le chapeau du presse-étoupe, on le retire ensuite ; il faut qu'après le serrage ainsi opéré, la partie cylindrique du chapeau reste toujours engagée dans la boîte à étoupe, dans le cas où après cet emboîtage du chapeau, il resterait encore une certaine place, on y suppléerait par l'introduction d'une tresse plate. La boîte a étoupe garnie et le chapeau du presse-étoupe convenablement serré, on s'assure du parallélisme de sa collerette C avec celle de la boîte a étoupe B à l'aide d'un compas dit maître de danse (fig. 87), comme il est indiqué sur la figure.

Toutes les conditions remplies, on remet en place tous les accessoires de serrage à poste. Dans la confection d'un presse-étoupe, malgré toutes les précautions que l'on a prises pour maintenir chaudes les matières grasses dans lesquelles elles sont

trempées, il arrive que cette condition de température n'est pas toujours obtenue, aussi, pendant l'échauffement de la machine, doit-on encore vérifier bien exactement ce serrage et l'opérer chaque fois qu'il n'est pas jugé suffisant, mais toujours en maintenant le parallélisme des collerettes. S'il s'agit du presse-étoupe, d'une tige de pompe à air, les tresses étant en chanvre ou en coton,

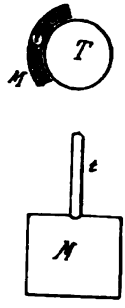


Fig. 86 *bis*.

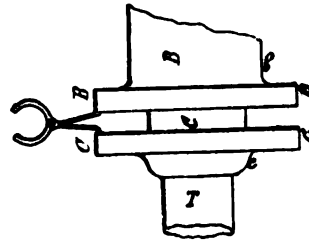


Fig. 87.

il faudra prendre les mêmes précautions que pour un presse-étoupe à vapeur, et si le presse-étoupe a été confectionné quelques jours avant la marche, on s'assurera du serrage du chapeau, le fonctionnement à bras de la machine ayant pu faire reconnaître que le presse-étoupe est insuffisamment serré.

GARNITURE D'UN PRESSE-ÉTOUPE AVEC DES TRESSES AUTO-LUBRIFIANTES, SYSTÈME MILLER

Pour confectionner la garniture d'un presse-étoupe avec des tresses auto-lubrifiantes dites Miller qui ont eu une grande application à un moment donné, il faudra prendre un toron de cette tresse qui aura 1/4 d'épaisseur supérieure à l'espace annulaire entre la tige et le contour intérieur de la boîte; on les coupera en laissant une petite liberté entre leurs extrémités à cause de leur dilatation, on surliera leurs extrémités comme les tresses en coton; on les mettra en place de la même manière que les précédentes, on les rendra à poste par le même procédé, leurs extrémités toujours placées à l'opposé; le chapeau du presse-étoupe les appuyera à peine, afin de leur laisser toute leur liberté pour se dilater, sans déterminer un serrage trop énergique contre la tige du piston ou tout autre organe soumis au contact de la vapeur. Lorsque l'on aura échauffé la machine, on s'assurera du degré de serrage du presse-étoupe. On place une tresse molle en coton sur

l'avant du presse-étoupe afin de lui donner une certaine élasticité ; c'est la seule tresse que l'on puisse graisser, tout graissage étant incompatible avec la nature des tresses Miller, les graisses les décomposent. On ne peut pas non plus arroser les tiges en cas d'un échauffement dont la cause peut tenir soit d'un serrage trop énergique, soit d'un décentrage des tiges. Avec l'emploi de ces tresses qui est très commode pour une machine où tous les organes ont conservé leurs positions normales, il peut en résulter des inconvénients chaque fois que le parallélisme laisse à désirer. Donc de ce côté du centrage il faut le maintenir, et prévoir la position des tiges par rapport au grain des presse-étoupe au bout d'un certain temps de marche, et leur donner un jeu suffisant pour compenser l'usure. Ces tresses ont l'inconvénient d'oxyder les tiges pour un contact assez court; au repos, il faut donc chaque jour déplacer les positions des tiges.

GARNITURE EN TRESSES D'AMIANTE.

Avec ces tresses qui sont assez employées actuellement avec les hautes pressions, il faut prendre le diamètre du toron de 1/5, supérieur, l'épaisseur du logement annulaire entre la boîte et la tige du piston ; les couper un peu plus longues que le développement moyen de cet espace, car mises en place à chaud elles se contractent, en les coupant justes, il y aurait donc à chaque coupure un petit espace vide ; il faut également sertir leurs extrémités et les tremper douze heures à l'avance au moins dans de la glycérine pour les assouplir et leur donner de l'élasticité. Trempées dans de la glicérine, on peut les mettre à poste par le procédé ordinaire; on termine toujours le presse-étoupe par une tresse en coton, on peut également en mettre une dans le fond. Ces tresses supportent un graissage modéré.

GARNITURE EN TORON OU EN TRESSES MÉTALLIQUES

Dans les nouvelles machines fonctionnant à haute pression $17^{kg},500$ par centimètre carré, les tresses végétales même en amiante, ne peuvent plus être employées dans les presse-étoupe des cylindres admetteurs, on est donc obligé d'avoir recours aux tresses métalliques.

Pour commencer la garniture du presse-étoupe, on place sur le grain une tresse en amiante qui constitue la partie élastique du presse-étoupe, puis sur cette tresse on ajoute successivement les tresses métalliques, soit à l'état de toron, soit tressées comme celles avec des fils de carrets; on les coupe d'une longueur égale à

celle du développement de la tige ; on coupe ces tresses en sifflet comme les bagues d'un piston à vapeur afin que par leur dilatation leurs extrémités viennent se rejoindre et qu'elles remplissent en même temps l'espace annulaire de la boîte à étoupe. En croisant leurs coupures comme des tresses ordinaires on termine le presse-étoupe par une nouvelle tresse en amiante. On rend le chapeau et pendant l'échauffement progressif de la machine on serre le presse-étoupe à la demande.

C'est toute une habitude et une grande attention qu'il faut apporter pour le réglage et le serrage de ces garnitures. Avant l'échauffement de la machine, il faut donner une certaine liberté au chapeau du presse-étoupe ; il faut au début qu'il appuie pour amener les tresses à se toucher, mais il ne faut le serrer qu'au fur et à mesure du jeu. Comme leur durée est très longue, on ne saurait trop prendre de précaution pour bien confectionner ce presse-étoupe au début.

Quand ils sont neufs, ils laissent échapper un peu de vapeur, mais le contact de tresses avec la tige se faisant graduellement et le poli se produisant, ces premières fuites du début disparaissent et l'on possède un presse-étoupe métallique étanche, avec un frottement doux, dû à la dilatation des tresses. On peut graisser ces presse-étoupe à la demande du frottement, et de leur température.

MOYEN EMPLOYÉ POUR RETIRER LES TRESSES, POUR NE PAS LES DÉTÉRIORER

Pour sortir les tresses, on se servait d'un tire-bourre T, vis allongée ; mais avec cet outil on perçait la tresse, on la mettait hors de service. Il est donc préférable, lorsque cette opération doit être faite, d'employer un cylindre M, en deux parties, s'appliquant contre la tige et ayant un diamètre un peu inférieur à celui

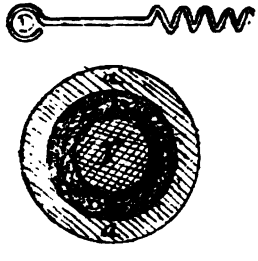


Fig. 88.

Fig. 89.

du grain, ces deux parties sont réunies par une luire en fil d'archal logée dans des petites gorges *pp* pratiquées autour du cylindre M. On enlève alors le chapeau du presse-étoupe, on place le cylindre de façon à ce que l'une de ses extrémités porte bien sur

la surface du grain et l'autre contre le piston ; on vire la machine et la garniture sort intacte de la boîte. Si le grain était fixé, ce qui est très rare, ce moyen ne pourrait pas être employé.

QUATRIÈME ORGANE DE LA MACHINE

LE TIROIR

DÉFINITION

D. — Quest-ce que le tiroir ?

R. — Le tiroir est l'organe de distribution de la vapeur dans le cylindre et de son évacuation dans un récipient appelé condenseur, ou dans un 2e, 3e et 4e cylindre et de là au condenseur également, tel est le cas des machines Woolf, ou enfin à l'air libre, tel est le cas des locomotives.

Animé d'un mouvement rectiligne alternatif qui lui est communiqué, soit par une bielle et une manivelle, soit par un excentrique calé sur l'arbre moteur et sa bielle, il met alternativement chaque extrémité du cylindre en communication avec la vapeur arrivant des chaudières, et avec le condenseur ; par conséquent chacune des faces du piston en contact avec la vapeur qui arrive et celle qui s'évacue, c'est-à-dire que si la vapeur s'introduit dans le cylindre pendant la course montante du piston, et sur une de ses faces, elle s'évacue du cylindre du côté de la face opposée du piston à celle de l'introduction. Dans les machines Woolf, il met le cylindre admetteur en communication avec les chaudières pour l'introduction et en comunication avec le 2e cylindre par l'évacuation et ce 2e avec le 3e et le 4e de la même façon.

Le tiroir règle d'une manière déterminée le poids de vapeur qu'il faut donner à chaque cylindre dans un temps donné pour que la machine puisse développer tout sa puissance. C'est ce que l'on appelle l'introduction fixé, correspondant aux 0,60, 0,75, 0,80 et 0,90 centièmes de la course du piston, ou à toute autre fraction choisie par le constructeur. Comme nous le verrons dans la régulation, le tiroir peut devenir un organe de détente. Le tiroir établit l'avance à l'introduction, à l'évacuation, à la compression et en fraction de la course du piston, on pourrait l'estimer en degrés parcourus par la manivelle ; mais l'estimation habituelle est en fraction de la course directe du piston. Le tiroir peut être animé d'un mouvement circulaire continu qui lui est communiqué par l'arbre moteur à l'aide d'un tourteau colé sur cet arbre et d'un doigt s'engageant dans une rainure pratiquée sur ce tourteau. Tel est le cas dans les machines Brotherhood, à simple effet où dans des machines auxiliaires dont les plans sont figurés dans les planches.

Sans entrer dans l'étude de la régulation des tiroirs qui forme un chapitre spécial, nous indiquerons seulement les données générales relatives aux fonctions principales du tiroir. L'avance à l'introduction correspond généralement au $\frac{1}{100}$ de la course du piston, c'est-à-dire qu'elle a lieu quand le piston n'est encore arrivé qu'aux $\frac{99}{100}$ de sa course descendante et qu'il lui reste encore $\frac{1}{100}$ à parcourir. Cette avance a pour but d'abord de remplir les espaces neutres du cylindre, c'est-à-dire le volume du cylindre laissé libre entre les extrémités de la course du piston et les fonds et couvercles du cylindre et les conduits de vapeur entre le tiroir et les extrémités du cylindre ; cette vapeur introduite à l'avance, retarde la vitesse du piston en arrivant à ses points morts, coopérant avec la contre-pression à faire changer sans choc le sens du portage de la bielle et de l'arbre sur ses paliers ; la vapeur est donc toute prête pour changer le sens du mouvement du piston et diminuer les chocs qui se produiraient immédiatement au moment de ce changement.

L'avance à l'évacuation a pour but de diminuer la pression sur le piston arrivé à une certaine fraction de sa course, lorsque son chemin parcouru et par conséquent sa vitesse devient presque nulle ; la résistance pour le faire repartir immédiatement en sens contraire est donc diminuée. L'avance à l'évacuation commence généralement au $\frac{1}{10}$ de la course du piston ; c'est-à-dire que le piston en a déjà parcouru dans un sens ou dans l'autre les $\frac{9}{10}$. La contre-pression consiste à comprimer la vapeur restante, lorsque le cylindre après avoir été en communication, soit avec un autre cylindre, soit avec le condenseur ou l'atmosphère, le piston arrivant aux $\frac{90}{100}$, l'orifice à l'évacuation est fermé, et le cylindre reste fermé jusqu'au moment de l'ouverture à l'avance à l'introduction c'est-à-dire pendant une période des $\frac{8}{100}$ de sa course ; au moment de cette communication on voit par la courbe de l'indicateur ou cette pression s'abaisser ou s'élever selon d'abord la pression initiale de la vapeur et selon que la vapeur s'évacue directement au condenseur ou dans un 2e cylindre. Cette contre-pression remplit les espaces neutres du cylindre de vapeur réchauffée, cette vapeur se joint à celle de l'avance à l'introduction pour produire le changement de partage des articulations de la bielle et des coussinets de l'arbre moteur et prépare sans choc le changement de sens de la marche ; cette contre-pression pro-

gressive détermine donc progressivement ce changement de partage. Dans les nouvelles machines à haute pression et à grande vitesse, cette contre-pression atteint les $\frac{15}{100}$ de la course du piston, on voit la pression tomber au moment de l'avance à l'introduction; mais au moment du départ en sens contraire du piston, cet excédent de pression sur la pression de la vapeur d'arrivée est une économie, en se détendant on en demande moins à la chaudière au départ; de plus, les orifices ou conduits se sont réchauffés par l'effet de la contre-pression.

Le tiroir, par les considérations succinctes que nous venons d'énumérer, produit donc déjà par lui-même une certaine détente de la vapeur dans le cylindre. Dans les machines industrielles, cette détente peut être poussée assez loin par l'emploi des volants emmagasinateurs de la vitesse en excès, et la restituant au moment voulu.

Le tiroir, comme nous le verrons plus tard a non seulement pour but la distribution de la vapeur, mais il permet de renverser le sens de la marche de la machine à l'aide des organes de sa transmission de mouvement et d'un appareil spécial appelé *mise en train*.

D.— Par quelle disposition le tiroir introduit-il et évacue-t-il alternativement la vapeur dans le cylindre?

R. — (Fig. 90.) Prenons le tiroir dit à coquille, le plus simple, et la vue de la coupe du cylindre. Le tiroir dans la position que nous

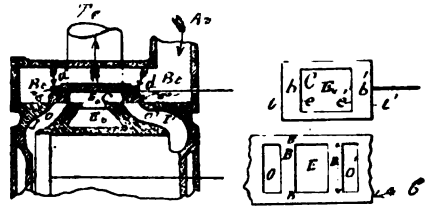


Fig. 90.

Cy, cylindre à vapeur.
P, piston.
Bt, boîte à tiroir.
Ar, arrivée de la vapeur de la chaudière dans la boîte à tiroir.
C, coquille du tiroir.
Ev, orifice d'évacuation correspondant avec le tuyau Te d'évacuation.
o et o', orifices d'introduction alternative de la vapeur aux extrémités du cylindre sur les faces opposées du piston.
I I', conduits de la vapeur dans le cylindre.
b b', barrettes d'introduction du tiroir.
i i, bords ou arêtes extérieures d'introduction.
e e', arêtes intérieures d'évacuation.
d, cadre d'entraînement du tiroir; ce cadre permet au tiroir de s'appliquer sur la glace G.
t, tige du tiroir.

avons choisie est à demi-course; c'est-à-dire qu'il est placé symétriquement par rapport aux orifices du cylindre, le piston est à l'un

de ses points morts. Le tiroir T possède deux parties planes *b* et *b* appelées barrettes, séparées entre elles par la cavité E appelée coquille, servant à l'évacuation; les barrettes sont reliées par les bords extérieurs *dd'* de la coquille E; les barrettes *bb'* ont une hauteur un peu plus grande que celle des orifices. Appliquons le tiroir sur les orfices du cylindre, faisons marcher le tiroir sur sa droite jusqu'à ce que l'orifice *o* soit un peu découvert et sans toucher à la machine, ouvrons A*v* registre de vapeur; la machine se met en mouvement, 0 se découvre de plus en plus, et 0' deuxième orifice du cylindre est en communication avec la coquille E d'évacuation.

Si l'on continue à tourner la machine, l'orifice *o'* ouvrira à l'introduction et *o* à l'évacuation. Donc c'est par le mouvement rectiligne alternatif du tiroir et par les barrettes *b* et *b'* et l'orifice E d'évacuation que les cylindres et les faces opposées du piston sont alternativement en communication avec l'arrivée de vapeur et avec l'évacuation. Les arêtes extérieures *i* et *i'* des barrettes *bb'* sont dites arêtes à l'introduction et les arêtes *c* et *c'* inférieures formant les bords de la coquille E sont dites arêtes d'évacuation.

Pour un tiroir en D majuscule, la coquille E n'existe pas et les mêmes arêtes que nous venons de définir ont des rôles différents; les arêtes *c* et *c'* servent à l'introduction et les arêtes *i* et *i'* à l'évacuation; c'est-à-dire qu'avec ce tiroir, l'introduction se fait par les bords intérieurs *c* et *c'* et l'évacuation par les bords *i* et *i*.

CLASSIFICATION DES TIROIRS AU POINT DE VUE DE LEUR FORME ET DE LEUR MODE DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR

D. — Comment classe-t-on les tiroirs au point de vue : 1° de leur forme; 2° et du mode de distribution de la vapeur ?

R. — Au point de vue de leur forme et de leur mode de distribution de la vapeur, les tiroirs peuvent se classer en trois catégories :

1° Les tiroirs en coquille;

2° Les tiroirs en formes de D majuscule;

3° Les tiroirs cylindriques employés pour les hautes pressions;

4° Au point de vue de la distribution de la vapeur.

On les classe en deux catégories, savoir :

1° Ils introduisent la vapeur dans le cylindre par les arêtes extérieures de leurs barrettes et ils l'évacuent par les bords intérieurs de ces mêmes barrettes (tel est le cas des tiroirs en coquilles et indistinctement des tiroirs cylindriques).

2° Ils introduisent la vapeur par les arêtes intérieures de leurs barrettes et ils évacuent par les arêtes mixtes extérieures de ces mêmes barrettes. Tel est le cas des tiroirs en D.

Dans les tiroirs cylindriques, c'est-à-dire composés de deux pistons dont les garnitures sont les mêmes que celles des pistons moteurs, ces tiroirs peuvent être pour deux cylindres voisins, les uns à coquille, les autres en D, selon la disposition du tuyautage adoptée par le constructeur. Pour les machines auxiliares système Brotherhood, à simple effet, le tiroir consiste en un seul cylindre à un seul orifice d'introduction et d'évacuation ; il est entraîné directement par l'arbre moteur. Dans une machine ordinaire auxiliaire conduisant un tiroir cylindre à double orifice d'introduction et d'évacuation, le tiroir est entraîné par des engrenages dont les détails sont représentés par une planche spéciale.

DESCRIPTION DES TIROIRS

1° *Tiroir en coquille* (fig. 90 *bis*). — Ainsi appelé à cause de sa forme. Nous rappellerons que le tiroir glisse sur la surface plane G du cylindre appelé glace, et dans laquelle sont pratiqués les orifices 0 et 0' pour l'introduction de la vapeur et Ev pour l'évacuation, commune aux deux orifice 0 et 0', et à la coquille C et le tuyau d'évacuation soit à l'air libre soit au condenseur, ou à un 2e cylindre.

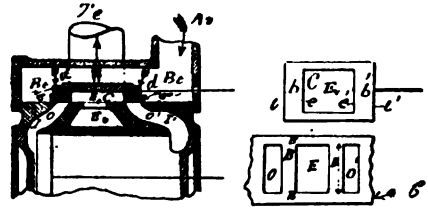


Fig. 90 *bis*.

Prenons la même figure 90 et les figures 91 et 92.

Dans la figure 90 que nous avons déjà donnée, la glace G du cylindre est représentée par les vues 1 et 2, la figure 1 représente la coupe du cylindre selon l'axe de la tige du tiroir et la vue 2 le plan de sa glace avec ses bandes BB et les sections supérieures des orifices *o*, *o* d'introduction et d'évacuation ; la vue 3 représente le tiroir retourné, montrant les barrettes *b* et *b'* séparées par les bords intérieurs *e* et *e'* de la coquille C. Nous remarquerons de suite que dans la construction du tiroir la hauteur des barrettes *b* et *b'* est supérieure à celle des orifices *o* et *o'* correspondants et cette différence de hauteur a pour but au tiroir dont la course est plus grande que le double de la hauteur de ces orifices de produire une certaine détente de la vapeur dans le

cylindre comme nous le verrons au chapitre régulation dans lequel on tient compte non seulement de ces éléments, mais aussi de la position de la manivelle qui conduit le tiroir par rapport à la manivelle motrice, le piston étant à l'un de ses points morts. Au début de l'application des tiroirs comme distributeurs de vapeur, la hauteur des barrettes était la même que celle des orifices, la course du tiroir était double de la hauteur d'un orifice, la manivelle motrice et le rayon de l'excentrique ou l'axe de la manivelle qui le conduisait étaient calés à angle droit ; il n'y avait donc ni avance à l'introduction ni à l'évacuation, pas de compression, mais une introduction pendant toute la course du piston ; il était facile de concevoir dans ces conditions les dépenses de vapeur et les mauvaises conditions dans lesquelles fonction-

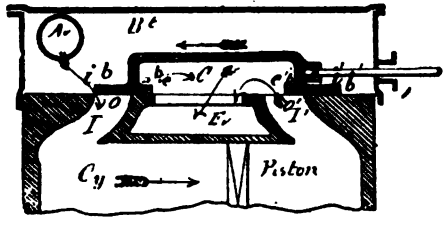


Fig. 91.

Br. boîte à tiroir.
Ar, arrivée de la vapeur dans la boîte à tiroir.
b et b', barrettes d'introduction.
i et i', arêtes d'introduction.
II', conduits de vapeur du cylindre.
e e', arêtes de l'évacuation.
C, coquille du tiroir.
Ev, évacuation de la vapeur.
Cy, cylindre.
P, piston.

nait la machine au point de vue du mouvement et du changement de portage des articulations au renversement du sens de la marche.

Avec les recouvrements actuels, la course du tiroir vaut en moyenne deux fois et demie la hauteur de chaque orifice ; l'orifice d'évacuation étant généralement ouvert en grand. Dans la figure 90 le tiroir et le piston marchent dans le même sens ; dans la figure 91 ils marchent en un sens contraire ; l'arête *i* de la barrette *b* vient fermer l'orifice *o* d'introduction, le piston continuant sa course montante il y aura donc détente de la vapeur, puisqu'il y aura augmentation progressive du volume engendré par le piston, sans introduction nouvelle de vapeur.

Le sens des flèches indique le sens de la marche des organes.

Le tiroir à coquille appuie tout naturellement sur la glace du cylindre lorsque celle-ci est horizontale et d'autant plus que la vapeur vient elle-même presser sur son dos et l'appliquer plus ou moins fortement, nous verrons plus tard qu'il a fallu apporter des compensateurs pour diminuer cette pression et par conséquent le

frottement et l'adhérence du tiroir sur sa glace et déterminer moins de tirage sur sa tige, par conséquent soulager les organes qui l'entraînent. Mais si la glace G est verticale, le tiroir peut à un moment donné se décoller de la glace, et produire une admission sur les deux faces du piston à la fois. Avant de mettre en marche il peut être décollé; en marche, par la présence de l'eau dans le

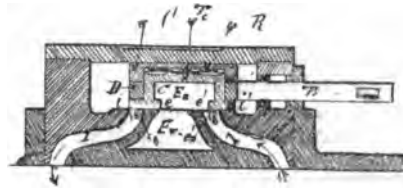


Fig. 92.

cylindre, il peut également se séparer de la glace; une contre-pression peut produire les mêmes effets.

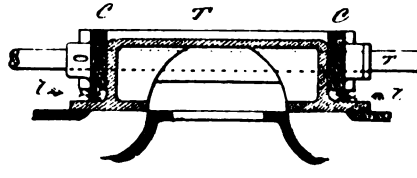


Fig. 93.

Pour parer succinctement à cet inconvénient, et dans les machines de faible puissance, comme dans celle des canots à vapeur, on a placé sur le dos de la coquille du tiroir un cadre C dont la surface extérieure est parfaitement dressée ainsi que la partie intérieure du couvercle B contre laquelle ce cadre C doit glisser; entre le cadre et le dos de la coquille, on a placé un ressort parabolique R ; on conçoit parfaitement que par la réaction du ressort le cadre C appuie contre la partie intérieure du couvercle de la boîte à tiroir et les barrettes du tiroir sur la glace du cylindre. Dans la figure 93, une autre disposition a été prise, les ressorts *rr* à boudin sont placés entre le cadre CC d'entraînement du tiroir et ses barrettes d'introduction, le cadre CC est parfaitement dressé, le même effet se produit donc avec ces ressorts.

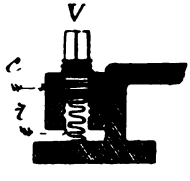


Fig. 94.

Dans la figure 94, à l'aide de vis V, on peut faire varier la tension

des ressorts et par conséquent après une certaine fatigue, leur redonner une tension suffisante qu'il ne faut pas exagérer.

(Fig. 95.) Dans les appareils puissants à haute pression, afin de réduire la course des tiroirs et de diminuer leur adhérence sur la glace du cylindre, en raison de leur surface et de la pression à laquelle ils sont soumis, on a doublé le nombre des orifices à l'introduction et placé un cadre compensateur sur le dos du tiroir pour soustraire une partie de sa surface à la pression de la vapeur.

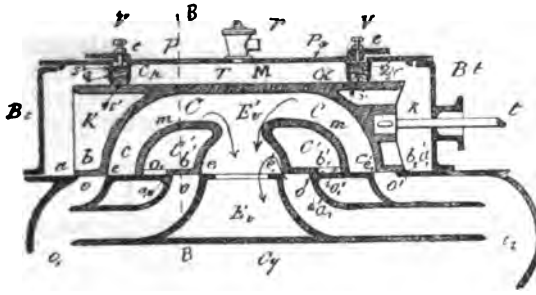


Fig. 95. — Coupe longitudinale.

T, tiroir.
Bt, boîte à tiroir.
Cp, compensateur appliqué sur le dos du tiroir par les vis v v v avec écrou e servant de frein.
M, compartiment vide en communication avec le condenseur par le robinet r.
S S' segments métalliques en bronze.
G, garniture en coton ou en toron d'amiante donnant de l'élasticité à l'ensemble du compensateur.
r, robinet mettant le dos du compensateur en communication avec le condenseur.
c c, coquilles extérieure et intérieure formant le 2e tiroir.
b b_1'-b_1', b, barrettes à l'introduction.
oo-o_1' o_1', orifices d'introduction de la glace du cylindre.
o, et o', orifices d'introduction de barrettes, b' et b', de la coquille extérieure.
b b'-b, b_1', barrettes d'introduction.
a a, a' a', arêtes d'introduction des orifices du cylindre.
e e, e' et e_1', arêtes d'évacuation des mêmes orifices.
m m, conduit d'évacuation des orifices extrêmes.
c' c', arrivée de la vapeur par les orifices du 2e tiroir.
Ev, évacuation commune.

La figure 95 représente la disposition de l'un de ces tiroirs dont l'emploi est fréquent. La glace du cylindre est percée de cinq orifices, quatre pour l'introduction *o o* o_1' o_1' et un commun Ev pour l'évacuation. Les orifices *oo* pour l'introduction bas se rejoignent pour former l'orifice commun O_1 ; de même les orifices d'introduction du haut *o'o'* se rejoignent pour former l'orifice commun O_2 du haut. Le tiroir complet T se compose de deux tiroirs à coquille : 1° du tiroir à coquille ordinaire qui aurait pour burette *b* et b_1 introduisant par les arêtes extérieures *a* et a_1 et évacuant par les arêtes intérieures *e* et e_1 dans les conduits *cc'* pour aboutir à l'orifice commun d'évacuation Ev, le circuit de la vapeur est indiqué par des flèches ; 2° du tiroir intérieur ayant pour barrettes d'introduction

les barrettes b' et b'_1, introduisant par leurs arêtes extérieures a_1 et a^2 et évacuant par les arêtes e_1 et e', et l'orifice commun E'v-Ev. (Fig. 95, vue 2.) La coupe suivante BB montre la disposition des deux coquilles C et C', la coquille C formant un conduit commun Ev' par l'évacuation entourant la coquille intérieure C' servant de passage à l'arrivée de la vapeur à l'introduction. Le couvercle PP de la boîte à tiroir Bt porte deux nervures parallèles formant un logement Cp rectangulaire circulaire ou carré dans lequel sont logés deux segments métalliques S et S' séparés entre eux par une garniture G en tissu d'amiante ou de coton ; les deux segments métalliques sont serrés

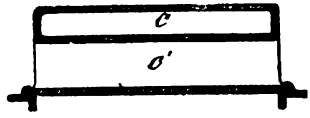


Fig. 95, vue 2. — Coupe suivant BB.

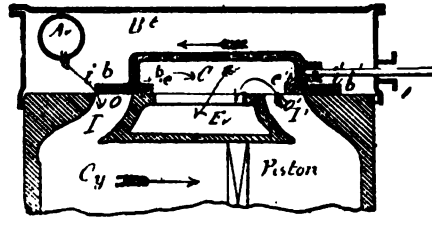


Fig. 96.

par une série de vis VVV ; la garniture G donne une certaine élasticité à l'ensemble de la garniture. Les vis V appuient sur le segment S et le segment S' appuie sur le dos du tiroir qui est parfaitement rabotté. La vapeur arrivant dans la boîte à tiroir Bt remplit les compartiments *kk* de cette boîte autour du compensateur C, puis les compartiments intérieurs C'C' et de là est distribuée dans les orifices d'introduction et d'évacuation. Le tiroir étant dans la position de demi-course si on le déplace sur la droite ou sur la gauche, on voit de suite que d'un côté les orifices à l'introduction et à l'évacuation se découvrent; si *oo'* sont ouverts à l'introduction *o'o'* seront ouverts à l'évacuation. Un robinet *r* placé sur la porte du tiroir, met le compartiment M et le dos du tiroir en communication avec le condenseur ; la partie du dos du tiroir embrassée par le compensateur est donc soustraite à la pression directe de la vapeur sur le dos du tiroir. Par ce fait de soustraire une partie de la surface du tiroir à la pression initiale de la vapeur, on diminue donc sensiblement son adhérence sur la glace du cylindre, sa manœuvre est plus facile et les grippures des barrettes et des bandes de la glace sont moins à craindre. Ce tiroir à double coquille réunit donc certains avantages par

rapport au tiroir à simple coquille, mais il a l'inconvénient d'être plus lourd, et, dans les machines à mouvement rapide, ces poids non équilibrés ont une certaine influence sur la régularité du mouvement et ils donnent lieu à une usure assez rapide aux articulations de leurs organes d'entraînement. Aussi dans les nouveaux appareils à haute pression, 12 kilogrammes et 15 kilogrammes, les remplace-t-on par des tiroirs cylindriques dont les garnitures des barrettes circulaires ressemblent à celles des pistons à vapeur. Pour faire ressortir l'avantage de l'emploi d'un compensateur (fig. 96), supposons qu'il isole les $\frac{3}{5}$ de la surface du tiroir; comme l'adhérence du tiroir est proportionnelle aux surfaces et aux pressions auxquelles ces surfaces sont soumises, prenons le cas où la pression exercée sur le dos du tiroir est la plus faible possible, celle qui correspond à la fermeture d'un orifice *ab*, l'autre étant ouvert à l'évacuation et mettant la coquille en communication soit avec le condenseur soit avec un cylindre.

Soit P la pression en atmosphères exercée sur les $\frac{2}{5}$ de la surface du tiroir par centimètre carré non soumise à l'effet du compensateur, S la surface totale du tiroir, P′ la pression dans le cylindre côté de la fermeture de l'orifice *ab* et S′ la surface de cet orifice ; enfin *p* la pression dans la deuxième partie du cylindre en communication avec le condenseur, cette pression est donc celle qui s'exerce sur les $\frac{3}{5}$ de la surface du tiroir ; c'est-à-dire celle qui est soumise à l'action du compensateur soit S″ la surface intérieure de la coquille. Représentons par F cet effet nous aurons $F = \frac{2}{5} S \times P \times 1^{kg},033 + \frac{3}{5} S \times p \times 1^{kg},033 - (S' \times P' \times 1^{kg},033 + S'' + p + 1^{kg},033)$ (1).

Prenons maintenant le cas d'un tiroir sans compensateur et dans la même position que le premier. Soit de même P la pression de la vapeur dans la boîte à tiroir, P′ et *p* la pression de la vapeur dans le cylindre de chaque côté de la face du piston, *p* parce qu'il y a écoulement de la vapeur au condenseur est un peu supérieure à celle qui existe dans ce dernier; soit S centimètre carré la surface du dos du tiroir, S′ centimètre carré la surface de l'orifice, *ab* S″ centimètre carré la surface *ge* de la coquille en communication avec le condenseur. Appelons F′ cet effort exercé sur le dos du tiroir, nous aurons (2) $F' = S \times 1,033 \times P - (S' \times 1,033 \times P' + S'' \times 1,033 \times p)$ et si nous admettons que l'effort de traction pour entraîner le tiroir dans ces conditions soit égal au $\frac{1}{10}$ de la pression nous aurons pour l'expression du travail perdu par le frottement et par *n* tours par minute

$T = \frac{F' \times 2cn}{60 \times 10} = x$ kilogrammes. Si nous soustrayons la première égalité de la seconde nous aurons l'avantage dû au compensateur; la différence de l'effort dû au compensateur est alors d'après cette construction représentée par $\frac{3}{5}$ S $\times$ 1,033 (P — p) et le travail $T' = \frac{3}{5} \frac{S \times 1{,}033\ (P - p) \times 2\ n}{60 \times 10}$.

Tiroir du « Tourville » (fig. 97, Forges et Chantiers de la Méditerranée).

Ce tiroir est à coquille et à double orifice oo' et $o_1 o_2$ pour l'introduction a_1 et a'_1 pour le deuxième tiroir ou pour la coquille inté-

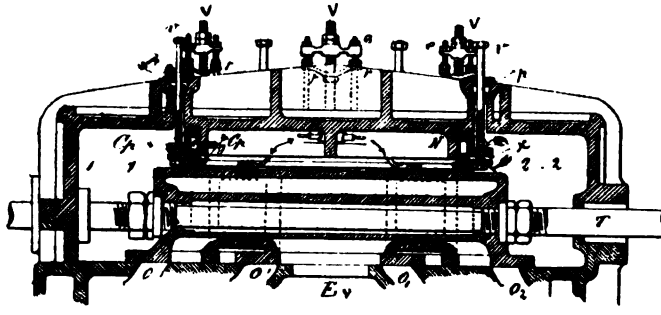


Fig. 97. — Vue 1.

rieure ; les barettes sont ab et $a'b'$ pour le premier tiroir, $a_1 b_1 a'_1 b'_1$ sont les barrettes du deuxième tiroir ; l'orifice commun Ev à l'évacuation, les arêtes d'introduction sont a et a' pour le premier, a_1 et a'_1 pour le deuxième, e et e' les arêtes à l'évacuation du premier et e_1 et c'_1 pour le deuxième. Le dos du tiroir est parfaitement plané ; le compensateur C se compose de deux cadres métalliques C et P s'emboîtant l'un dans l'autre pour former presse-étoupe pressant une garniture gg qui assure l'étanchéité et donne de l'élasticité à l'ensemble de la garniture du compensateur; les segments métalliques entourent une nervure NN parfaitement tournée. Le segment P qui appuie sur le dos du tiroir porte de distance en distance des oreilles dd traversées à frottement doux dans des trous xx par des vis vv terminées à leurs extrémités inférieures par des écrous kk goupillés et formant tête de boulon; ces vis vv sont taraudées sur une certaine partie de leur longueur et cette partie taraudée se visse dans les écrous $k'k'$ fixés dans les oreilles à la partie inférieure du cadre cc, ces oreilles sont symétriques à celle du cadre P. Les tresses qui constituent la garniture g doivent être trempées plusieurs heures dans l'huile avant de les

mettre en place ; les vis *vv* traversent la boîte à tiroir *Bt* dans des presse-étoupe *pp*. Ces vis ne pouvant que tourner lorsqu'on les manœuvre, en les desserrant elles font monter le cadre P, elles compriment la garniture *gg*. Le presse-étoupe des deux cadres étant suffisamment rendu, on applique le compensateur complet C*p*,

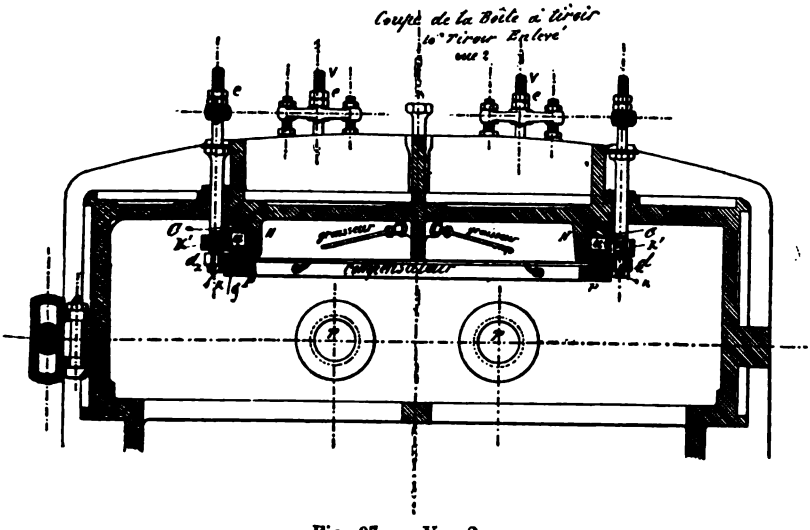


Fig. 97. — Vue 2.

sur le dos du tiroir en serrant les vis VVV sur des traverses *tt-tt* maintenues par des prisonniers *yy*, taraudés dans l'épaisseur de la boîte à tiroir ; ces traverses *tt* appuient sur des ressorts paraboliques *rr* par leur embase ; la bande des ressorts *rr* est obtenue par des écrous *cc* et des contre-écrous *c'c'*.

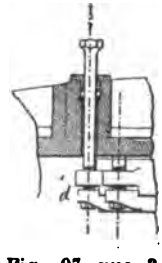


Fig. 97, vue 3. — Mouvement des détentes.

Ce compensateur est assez difficile à mettre en place. Il faut apporter le plus grand soin dans la confection du presse-étoupe; pour le refaire, il faut démonter la boîte à tiroir. Les grands tiroirs reçoivent leur mouvement par des manivelles et des bielles articulées sur un arbre intermédiaire portant des manivelles; cet arbre intermédiaire reçoit son mouvement de bielles d'excentriques articulées aux extrémités des secteurs de Stephenson ; ces tiroirs ont deux tiges TT reliées par une traverse, une troisième tige fixée sur la cloison de chaque grand tiroir communique son mou-

vement au tiroir de chaque cylindre admetteur ; les tiroirs des cylindres admetteurs et détendeurs étant fixés bout à bout participent au même mouvement.

Tiroir du « Duperré » (fig. 98, Forges et Chantiers de la Méditerranée).

Ce tiroir est également en coquille à double orifices *oo'*, *oo'* à dos plat avec une zone de portage *zz* parfaitement planée avec évidement au milieu afin de diminuer la surface de portage et constituer un espace libre pour le graissage du compensateur et du dos du tiroir et recevoir les corps étrangers. La vapeur arrive dans les compartiments *kk* — k' k'_1 pour l'admission en passant par les orifices *oo'* de la glace pour le bas vapeur et o'_1 et o_1 pour le haut vapeur et par les orifices o_2 et o'_2 du tiroir ; les orifices

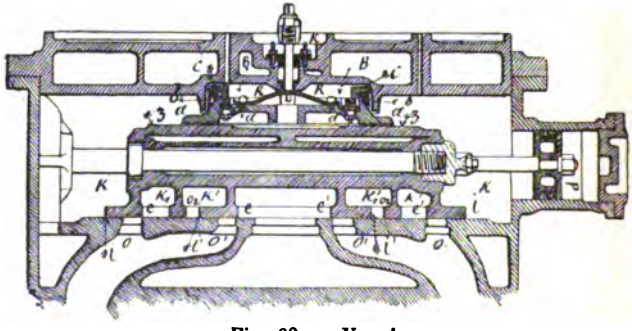
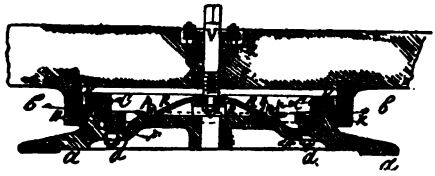


Fig. 98. — Vue 1.

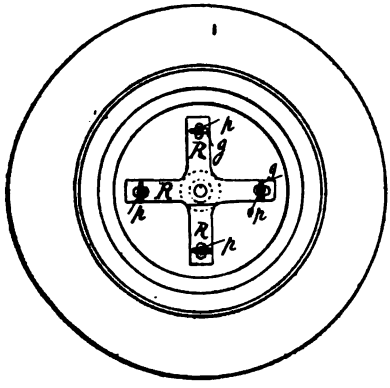
k_1' k_1' servent à l'évacuation intérieure. Un piston P fixé sur la tige du tiroir côté bas vapeur sert à équilibrer le poids du tiroir et de ses accessoires. La hauteur des orifices d'introduction est o_2 et o_1' du tiroir doivent avoir une hauteur au moins égale à celle de l'ouverture maximum du tiroir ; les arêtes extérieures et intérieures des barrettes jouent le même rôle que dans le tiroir précédent.

Les tiroirs sont appliqués sur la glace du cylindre par un compensateur métallique donnant de très bons résultats ; il se compose d'une plaque flottante *aa* antifrictionnée portant sur le dos du tiroir, tout le compensateur est logé dans un compartiment BB venu de fonte avec le couvercle de la boite à tiroir, une bague en bronze vue 2 *b'b'* est ajustée intérieurement à la paroi intérieure du logement afin de faciliter le glissement de la garniture métallique *bb* taillée en plan incliné sur la face qui correspond à la même forme de coupe du disque métallique antifrictionné qui appuie sur le dos du tiroir.

VUE 2



VUE 3



VUE 4

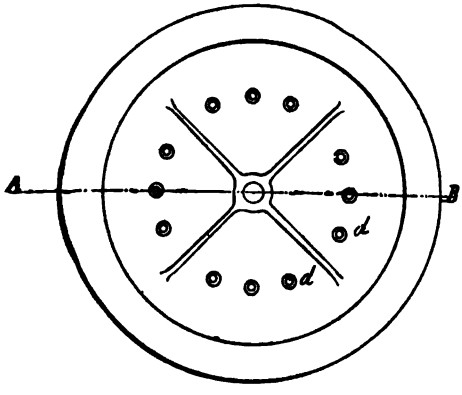


Fig. 98.

Tiroir du « Courbet » (fig. 99, Usine du Creusot). — Ce tiroir est également à double orifice et à double coquille CC' et à compensateur composé de deux cadres métalliques C_1 et P séparés entre

eux par une garniture G en toile caoutchoutée ayant la forme d'un violon ; les cadres C_1 et P et la garniture G sont logés dans une gorge circulaire formée par des nervures *nn* venues de fonte avec le couvercle de la boîte à tiroir. Tout autour de la garniture se trouve une série de vis *vv* vissées dans des écrous noyés dans l'épaisseur du couvercle ou taraudées dans la matière même ; ces vis sont munies d'écrous *ee* servent de frein. Les vis *vv* appuient d'abord sur une rondelle circulaire R logée dans la gorge circulaire, celle-ci sur des ressorts à boudin R qui appuient sur le cadre C_1, la garniture G et enfin sur le cadre P antifrictionné à sa partie inférieure lequel repose sur une surface un peu en saillie du dos du tiroir afin de diminuer la surface frottante et d'avoir un évidement pour lubrifier le tiroir, comme sur les autres tiroirs ; un robinet T permet de mettre le dos du tiroir en communication avec le condenseur.

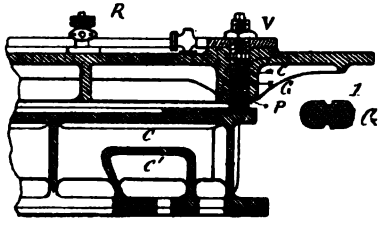


Fig. 99.

Lorsque l'on introduit la garniture G dans la gorge circulaire pour bien faire porter tout l'ensemble du compensateur sur le dos du tiroir, on remplace pour cette opération les ressorts à boudin par des cales en bois sur lesquelles les vis *vv* portent ; ces cales ayant la même hauteur, on serre donc uniformément l'ensemble du compensateur sur le dos du tiroir. Quand on s'est assuré du partage parfait, on remet les ressorts à boudin à la place des cales.

Cette précaution s'impose par la résistance que présente la tresse, malgré la flexibilité que doit lui donner sa forme particulière. Ces compensateurs fonctionnent bien et l'arbre intermédiaire qui conduit les tiroirs ne paraît éprouver aucune fatigue pour leur entraînement.

Tiroir à coquille double à double orifice (fig. 100, système Claparède). — Le tiroir T occupe la position de demi-course ; il est à double coquille et la glace à double orifice OO', O_1O_2 pour l'introduction par les arêtes extérieures des barrettes *b* et b'_2 et par les crêtes intérieures des barrettes *b'* et b'_1, l'évacuation se fait dans l'orifice commun E*v* par les arêtes opposées des mêmes barrettes. Le compensateur C*p* se compose du cadre C ajusté sur le dos du tiroir qui est parfaitement dressé avec évidement intérieur pour diminuer la surface frottante ; un cadre C*h* C*h* formant chapeau de presse-étoupe lequel est formé d'une part par le cadre C*p* et les nervures *nn* formant une boîte *gg*, dans laquelle on loge des

tresses en chanvre préalablement imbibées dans l'huile de lin; ce presse-étoupe est serré à l'aide des vis *vv*, dont le corps est plus gros que la partie filetée qui se visse dans des écrous *ee* en bronze logés dans l'épaisseur du compensateur C*p* cette partie plus grosse constitue une embase appuyant sur le cadre C*h* C*h* formant chapeau de presse-étoupe.

Le presse-étoupe fait et serré à point, on applique le compensateur au complet sur le dos du tiroir en serrant la vis centrale V logée dans un cylindre creux H venu de fonte avec le compensateur; cette vis est munie d'un presse-étoupe extérieur ; la partie forte de cette vis est percée intérieurement pour recevoir une broche traversant les ressorts Belleville K logés dans la boîte; cette vis est vissée dans une partie filetée du presse-étoupe, ap-

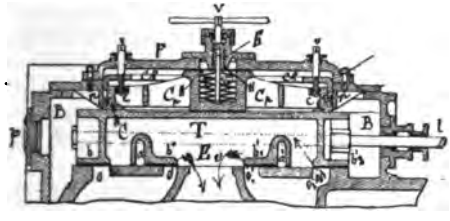


Fig. 100.

puie sur les ressorts et par conséquent applique le compensateur sur le dos du tiroir.

De l'étanchéité de ce compensateur dépendent le bon fonctionnement du tiroir et la facilité de la mise en marche de la machine. Pour faire le presse-étoupe, on commence par bien appliquer le tiroir sur la glace du cylindre, et pour cela on le coince à l'aide d'une traverse fixée sur les prisonniers de la boîte à tiroir pour le maintenir dans cette position. On place alors le cadre C*p* et on l'applique sur le dos du tiroir de la même façon que celui-ci l'a été sur la glace. Le tiroir et le compensateur étant ainsi à leur poste, on introduit la première tresse dans la boîte *gg*, destinée à recevoir la garniture; s'il ne doit y en avoir que deux, on comprimera la première le plus possible, puis on ajoutera la seconde; en croisant les coupures, on la passera au matoire. Cela fait, on met le chapeau C*h* en place que l'on serre le plus possible à l'aide des vis *vv*; on examine soigneusement si le chapeau C*h* est bien serré également. Lorsque le presse-étoupe est achevé, on rend la vis centrale V que l'on serre modérément à la main ; le tout est alors parfaitement appliqué contre la glace du cylindre. Quelquefois pour empêcher le décollage du tiroir au moment de la mise en marche de ce genre de machine compound

à deux cylindres, manivelles, cales à angle droit, on serrait la vis centrale V avec la plus grande énergie, on n'obtenait pas une meilleure adhérence, mais il en résultait un frottement considérable qui occasionnait des grippures sur la glace qui fort heureusement était démontable et pouvait être remplacée.

Lorsque l'on échauffait la machine, il fallait se rendre compte de la résistance des vis *vv* du presse-étoupe et les serrer fortement mais seulement après avoir serré la vis centrale V; car par le serrage du presse-étoupe, sans serrer la vis centrale V, on pouvait décoller le compensateur C*p*, et au moment de mettre en marche la machine ne pas partir. Il était donc indispensable de serrer V avant les vis *vv* du presse-étoupe.

Pour faciliter la mise en marche de ces machines, il fallait tout d'abord déterminer le vide au condenseur à l'aide d'un jet de vapeur, et faire marcher la pompe de circulation. Le vide établi, il fallait manœuvrer les robinets d'introduction de vapeur supplémentaire dans le bon sens et en tenant compte de la position de la manivelle la plus avantageuse. C'était un coup de main à prendre, et un personnel non habitué à ces manœuvres promptes éprouvait souvent des difficultés pour la mise en marche.

Tiroir du « Duguay-Trouin » (fig. 101, vues 1 et 2) (grand cylindre). — Ce tiroir est également à coquille à double orifice à dos plat, munie d'un compensateur C*p* appuyant sur le dos du tiroir, ce cadre compensateur est logé dans un compartiment formé par les nervures *nn* venues de fonte avec la boite à tiroir; il est relié à une membrane élastique en cuivre rouge, ou quelquefois fondue en cuivre jaune en forme d'un U, l'autre branche de l'U de la membrane M est fixée au dos de la boîte à tiroir. Le compensateur C*p*, qui est antifrictionné à sa partie frottante reposant sur le tiroir, est appuyé sur ce dernier par les vis VV logées dans des cloches *cc*, et se vissant dans la cloche qui forme écrou à leur partie supérieure; ces vis agissent donc sur les ressorts R à lames traversées par les vis VV à l'aide des tiges *t't'*, et ces dernières appuyant sur le compensateur C*p*; on voit donc par cette disposition que la membrane M en forme d'U, en cuivre rouge chaudronné, ou en cuivre jaune fondu, se prête à la pression en s'ouvrant et que le compensateur appuie naturellement sur le dos du tiroir. Le joint de cette membrane étant étanche, le compensateur soustrait donc le tiroir sur une certaine partie de sa surfoce à la pression normale de la vapeur. La vue 2 représente une coupe perpendiculaire à l'axe du tiroir du grand cylindre.

Comme on le voit par la vue 2, les tiroirs des grands cylindres sont formés de deux tiroirs réunis par des cornières *cc* réunies à leur partie inférieure par un bloc *b* sur lequel est fixé la tige du tiroir du cylindre admetteur; entre les deux cornières et sur le

même plan horizontal *passe la tige td* de la détente du tiroir du cylindre admetteur.

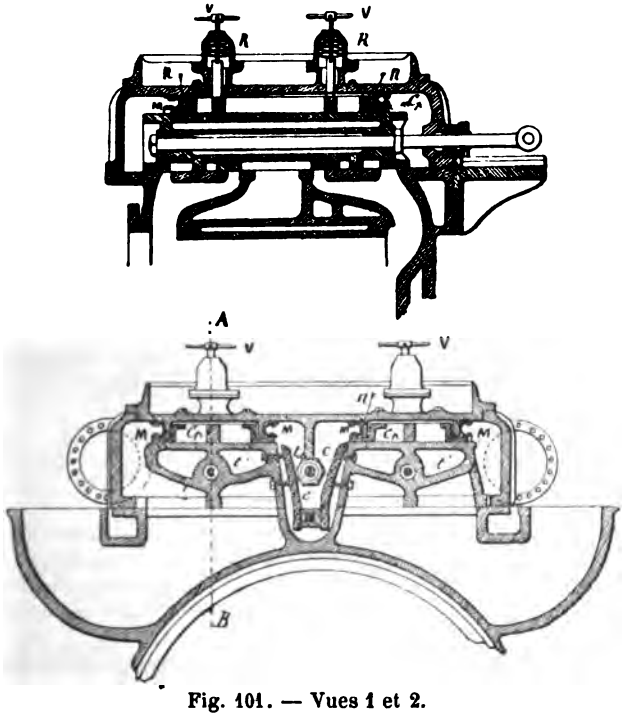


Fig. 101. — Vues 1 et 2.

Ce tiroir est représenté dans la détente Meyer et dans la coupe de la machine du *Duguay-Trouin* dans la partie réservée aux planches.

Tiroir à coquille simple et à simple orifice à dos plat (fig. 102, Indret). — Ce tiroir T est à dos plat, à simple coquille et à simple orifice, avec compensateur C*p*, logé dans un compartiment KK formé par des nervures *nn* venues de fonte avec la porte *p'p'* de la boîte B à tiroir. La partie frottante du cadre compensateur C*p* C*p* est antifrictionnée, ce compensateur est relié, comme l'indique la figure 102, à la branche inférieure d'une membrane élastique *m* en forme d'U, la membrane *m* est reliée d'autre part par sa branche supérieure au couvercle *p'p'* de la boîte du tiroir, la fixation des branches de l'U avec le couvercle et avec le compensateur constitue un joint étanche. Le compensateur est appliqué sur le dos du tiroir par

une vis centrale V agissant sur les ressorts R à lames, à l'aide de la tige *t'* et de la vis *v*. La tige *t* du tiroir T porte le patin guidé dans

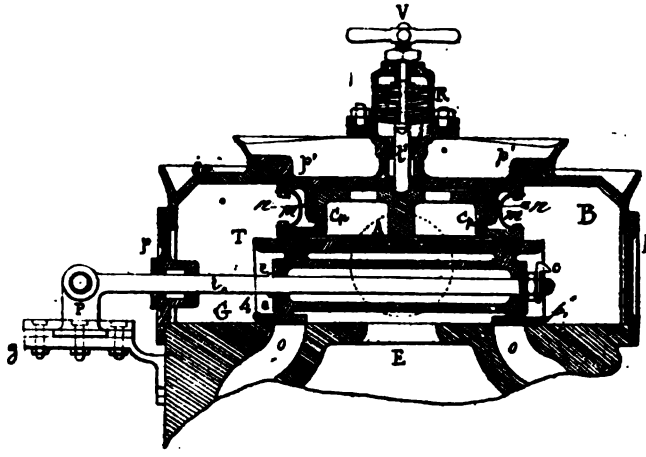


Fig. 102. — Vue 1.

la glissière *g*. Cette tige *t* traverse une douille intérieure venue de fonte avec le tiroir, elle est fixée à l'aide d'une embase *ee* s'appuyant sur la face de la douille du tiroir et à l'autre extrémité par un écrou E et une clavette frein *c'*.

La vue 2 représente la coupe du tiroir seul.

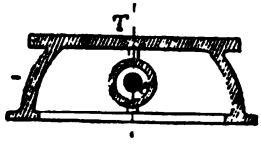
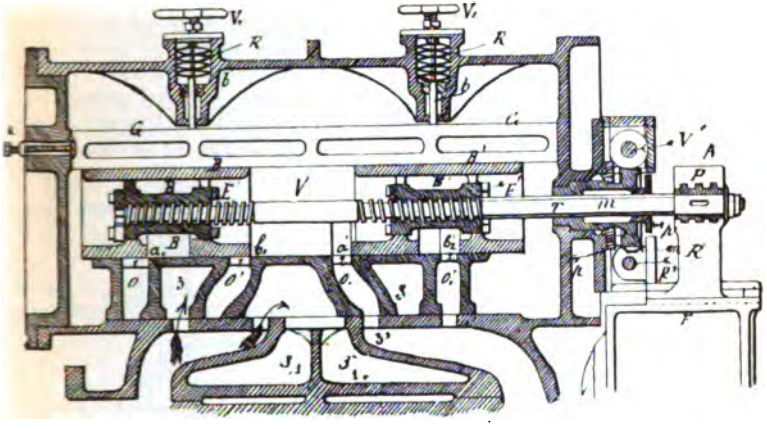


Fig. 102. — Vue 2.

Tiroir de « l'Aréthuse » (Indret). — Ce tiroir à double orifice a la forme d'un D majuscule renversé. Il est percé de quatre orifices 1-1 2-2 intérieurs dans lesquels passe la vapeur distribuée par les blocs de la détente Meyer B et B'; les orifices 1-1 et 2-2 sont les orifices d'introduction de la vapeur haut et bas dans le cylindre par les conduits OO' — $O_1O'_1$ percés dans le tiroir; sous la position actuelle du tiroir, l'introduction se fait au haut vapeur par les orifices O_1 et O'_1, et elle s'évacue par les orifices 3-3-3 qui sont les orifices d'évacuations et communiquant avec l'orifice commun 3_1 3_1 d'évacuation. Les blocs de détente BB' et le tiroir sont appliqués l'un sur l'autre et sur la glace du cylindre par une traverse GG appuyée elle-même par les vis V_1 V_1 agissant sur les ressorts RR lames et des broches *bb*; une vis K vissée dans une douille et noyée dans l'épaisseur du fond de la boîte du tiroir em-

pèche la traverse de jouer dans le sens de la longueur. Le tiroir est actionné par deux tiges *t* et *t'* et la détente par une seule, T portant deux filetages carrés à pas contraires, commandant les deux écrous E et E' fixés aux blocs correspondants B et B', la partie *m* de la tige T de la détente est hoctogonale et se ter-



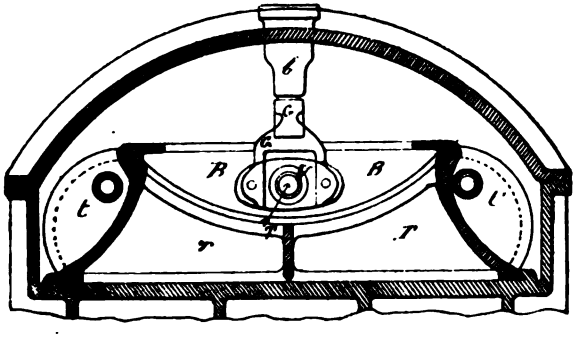


Fig. 103.

mine par des collets formant butée, elle est commandée par la vis sans fin V' et le pignon R terminé par un manchon ajusté dans la cloison de la boîte à tiroir ; les deux presse-étoupe *p* et *p'* assurent l'étanchéité du manchon du pignon R, et celle de la tige T ; le patin F sur lequel sont fixés les deux tourillons d'entraînement de la tige de la détente, porte un palier de butée A, afin que cette tige T ne puisse prendre qu'un mouvement de rotation par la manœuvre

du pignon R et en se vissant dans les écrous E et E', des blocs B et B', rapprocher ou écarter ces blocs selon le sens de rotation imprimé à la vis V' et au pignon R.

Tiroir du « Bien-Hoa » (fig. 104). — Ce tiroir est également à coquille et à double orifice avec compensateur C*p*. Ce compensateur est logé dans un logement pratiqué dans l'épaisseur de la boîte à tiroir; ce logement est en partie rempli par l'enfoncement cylindrique de la porte P de la boîte à tiroir. Ce compensateur complet se compose de deux cadres C*h* et C*p*, C*p* formant boîte à étoupe avec la paroi du trou de la porte du tiroir, il reçoit les tresses *t t* en amiante, il appuie par sa couronne *ab'* sur le dos du tiroir, le ca-

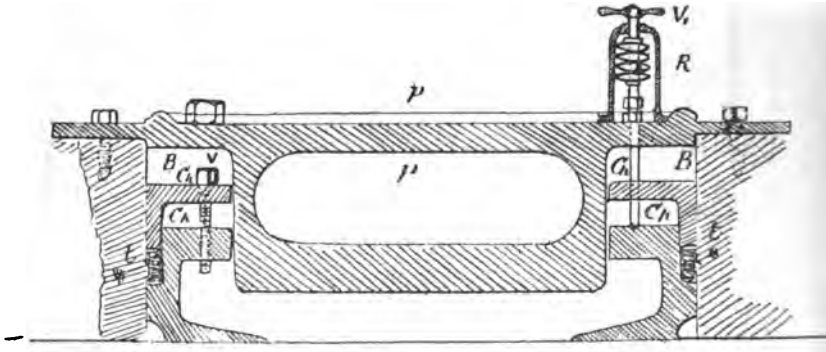


Fig. 104.

dre C*h* faisant l'office de chapeau de presse-étoupe; on fait le presse-étoupe à l'aide des vis VV, et on le serre en marche à l'aide des vis V_1V_1 agissant sur des ressorts à lames, logés dans une cloche *c*, ces vis sont vissées dans l'épaisseur de la cloche et appuient sur les ressorts par une embase; tout en appuyant le compensateur sur le dos du tiroir, ils lui donnent une certaine élasticité pour permettre le décollement du tiroir en cas de projection d'eau. Le presse-étoupe doit être fait avec le plus grand soin; il faut que par le serrage des vis VV, le chapeau C*h* soit bien parallèle au dos du compensateur C*p*. Une fois le presse-étoupe fait dans de bonnes conditions, on applique le tout sur le dos du tiroir en serrant les V.V. des cloches *c-c'* et les écrous *e*, *e* et contre-écrous. C'est après un fonctionnement que l'on peut apprécier le partage du compensateur sur le dos du tiroir et celui-ci sur la glace du cylindre; à froid, le partage peut être parfait; mais à chaud, avec les nervures et les dilatations inégales, les surfaces frottantes du compensateur sur le dos du ti-

roir et de celui-ci sur la glace du cylindre peuvent présenter certaines surfaces plus brillantes que les autres ; ce qui indique un frottement plus énergique de ces surfaces ; il faut donc diminuer progressivement ce frottement par un grattage ou par l'usage de la pierre de meule ; par ce dernier moyen on obtient des surfaces qui ne sont réellement en contact qu'à chaud et l'on se trouve dans d'excellentes conditions de fonctionnement.

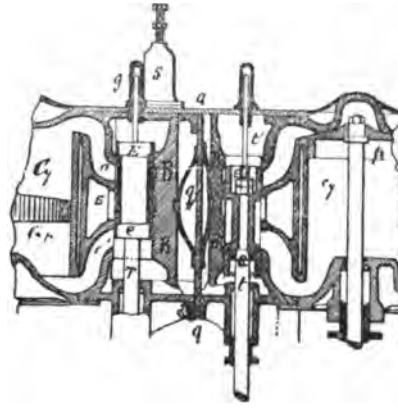


Fig. 105.

Tiroir à coquille pour torpilleur, système Thornycroft (fig. 105). — Ce tiroir est à coquille simple et rectangulaire ; il porte une douille intérieure dans laquelle passe la tige T du tiroir, lorsqu'elle est fixée au tiroir à l'aide d'une embase *e* et d'un écrou E; elle est prolongée et se meut dans une glissière cylindrique *g* qui lui sert de guide. Le dos rectangulaire du tiroir est parfaitement dressé, il appuie contre un bloc BB en fonte antifrictionnée; ce bloc est emprisonné entre le fond de la boîte à tiroir et son couvercle, un ressort R emprisonné par un talon dans l'épaisseur du bloc et les branches du ressort s'appuyant contre une cloison *qq*; le bloc par ce fait appuie donc sur le dos du tiroir et celui-ci sur la glace du cylindre.

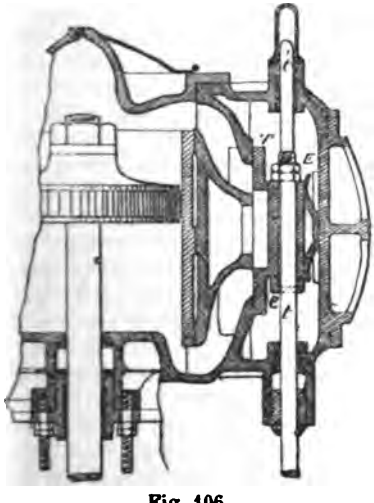


Fig. 106.

Dans ces machines, la boîte à tiroir est divisée en deux parties par la simple cloison *qq*. Le tiroir de l'admetteur comporte le même bloc B'B' et le même ressort fixé de la même façon — et le tiroir est appuyé sur sa glace par le même effet.

Tiroir à coquille simple des premiers torpilleurs (fig. 106). — Ce tiroir ne présente rien de particulier, il n'est pas muni de compensateur; sa tige traverse une douille venue de fonte avec le tiroir, elle est fixée par une embase *e* et des écrous EE servant aussi de frein à un ressort R à partie plane et ayant ses branches libres de se détendre, mais tout en étant reliées au tiroir, ce ressort glissant par sa partie plane contre la face intérieure de la porte de la boîte à tiroir appuie ce dernier contre la glace du cylindre.

Tiroir cylindrique. — Depuis l'emploi des hautes pressions, l'usage des tiroirs cylindriques est fréquent sur les nouveaux appareils et de forte puissance; on l'emploie aussi pour le cylindre admetteur des torpilleurs, on en trouvera plusieurs dispositions dans les dessins rotatifs aux nouvelles machines; ce tiroir a les mêmes garnitures que celles d'un piston.

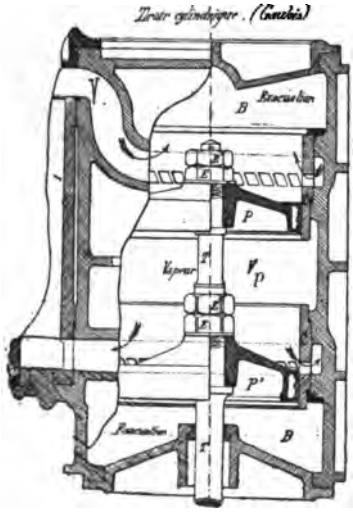


Fig. 107.

Tiroir cylindrique du « Gaulois » (fig. 107). — Ces tiroirs peuvent fonctionner selon la disposition de la machine soit comme tiroir en coquille, soit comme tiroir en D; ils présentent des formes différentes selon les constructeurs.

Le tiroir du cuirassé le *Gaulois* dont les appareils ont été construits par les Chantiers de la Loire, se compose de deux pistons P et P' montés sur la même tige T et fixés sur cette tige à l'aide d'embose *ee*, des écrous EE et des écrous E'E' servant de frein aux premières; une chemise est rapportée dans la boîte à tiroir, elle est percée en lanterne, comme un robinet d'injection envoyant de l'eau sur tout son pourtour d'orifices rectangulaires. Ces pistons qui remplacent les barrettes sont munis chacun d'une garniture, soit en fonte, soit en acier avec couvre-joint, maintenue à porte par une couronne fixée au piston par le moyen de vis, comme pour un piston ordinaire.

Pour le cas du *Gaulois*, le tiroir fonctionne en D; la vapeur arrive dans le compartiment V*p* pour se rendre alternativement dans les orifices V et V' du cylindre et elle s'évacue par les arê-

les extérieures dans les compartiments BB'. Ces tiroirs ont l'avantage de n'être munis qu'au frottement de leur garniture dans leur chemise, et l'on évite les compensateurs. Quelquefois les tiroirs des derniers cylindres du tendeur sont à coquille.

Tiroir du « Friant » (fig. 108). — Ce tiroir cylindrique composé des deux disques A et A' sont venus de fonte avec la douille DD avec nervures *no* qui aboutissent aux noyaux MM de fixation de la tige T ; cette tige est fixée à l'aide d'une embase et d'un écrou E. Ce tiroir fonctionne comme un tiroir en coquille. Dans les disques A et A' sont logées une bague métallique maintenue à poste par une couronne comme dans un piston ; la bande de cette garniture peut être naturelle ou obtenue et complétée par un cercle ondulé formant ressort continu, comme dans les pistons des torpilleurs Normand. Les deux extrémités de la boîte sont mises en communication par la douille DD, ce qui permet de supprimer un des conduits d'arrivée de vapeur. Ce genre de tiroir s'imposait comme nous l'avons déjà fait remarquer pour les appareils à haute pression, car n'ayant d'autre adhérence sur la glace du cylindre que celle que détermine la bande de leur garniture, cette dernière est bien moins considérable que celle qui est déterminée par la vapeur agissant directement sur le dos du tiroir, même muni d'un compensateur ; leur manœuvre est donc plus facile ; ils sont plus légers.

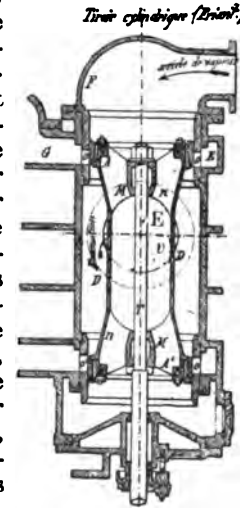


Fig. 108.

La chemise C*h* est également rapportée, elle est percée des orifices *oo* et *o'o'* débouchant dans les conduits EG et EG'; elle s'évacue en E*v* orifice commun. Comme dans ces tiroirs l'orifice d'extraction a une section annulaire continue au lieu d'une section carrée limitée par la glace, la hauteur des orifices des tiroirs cylindriques peut être moindre que celle des tiroirs ordinaires ; on peut donc diminuer leur course tout en obtenant une section d'orifice suffisante. Ces tiroirs permettent aussi par leur contraction moins d'encombrement, mais ils augmentent les surfaces neutres de la vapeur, ce qui n'est pas d'un inconvénient bien important avec l'emploi des machines Woolf, puisque cette vapeur se rend dans la boîte à tiroir d'un autre cylindre.

Tiroir du « Charlemagne » (du détendeur). — Comme l'indique la

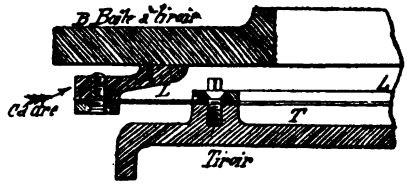


Fig. 109.

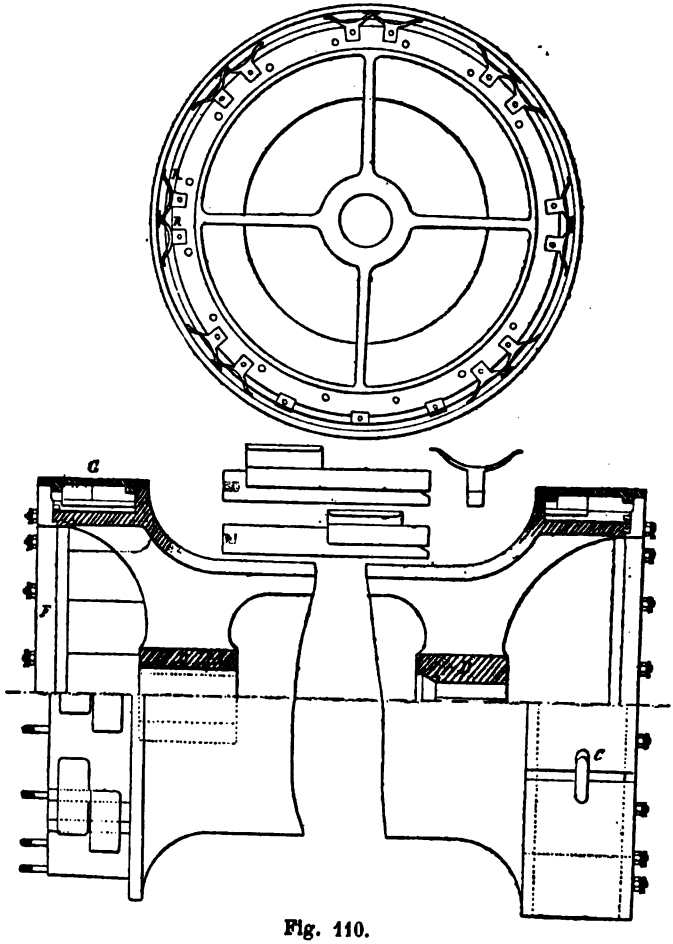


Fig. 110.

figure 109, le dos du tiroir T porte une nervure E plane en saillie, sur laquelle est fixée une membrane élastique L au moyen de vis, laquelle est fixée d'autre part au cadre A servant de compensateur.

Tiroir du « Forbin ». — Ce tiroir est egalement cylindrique et ne porte qu'une seule bague G avec couvre-joint C, elle est maintenue par une couronne ordinaire, elle est appuyée contre les parois de la chemise par une série de ressorts RR avec tenons. La tige traverse une douille D.

Tiroir Cail. — Distribution de la vapeur dans les cylindres par le système Dubar pour les torpilleurs.

Ce mode de distribution de la vapeur a pour but d'éviter que la vapeur s'échappant d'un cylindre après y avoir fait son effet, ne se trouve en contact avec la vapeur arrivant dans ce même cylindre ; par cette disposition on évite les refroidissements successifs produits par le passage de la vapeur d'admission et celle d'évacuation passant alternativement dans le même orifice et le même conduit ainsi que cela a lieu dans les machines ordinaires. De plus on supprime les conduits de communication entre les réservoirs intermédiaires ou boîtes à tiroir, on établit dans chacune d'elles une température constante. Pour une machine à triple expression, le dispositif adopté pour les cylindres à moyenne et à basse pression est le suivant : la vapeur est distribuée au cylindre à haute pression HP par un tiroir cylindrique A par les orifices oo_1 et $o'o'_1$ elle est évacuée dans la partie centrale B formant le premier réservoir intermédiaire dans lequel se trouve logé le tiroir admetteur C du cylindre MP moyenne pression. La vapeur ayant agi dans ce cylindre est évacuée par le tiroir opposé à C dans un réservoir intermédiaire E dans lequel est placé le tiroir admetteur F du cylindre à basse pression ; de même que dans le cylindre précédent, ce cylindre possède sur le côté opposé des orifices pour l'évacuation de la vapeur introduite, cette évacuation est réglée par le tiroir G disposée dans un troisième réservoir qui peut être mis en communication avec le condenseur ou à l'air libre. Ce système de distribution est employé sur quelques torpilleurs fournis par l'établissement Cail. Il est facile de remarquer que les condensations peuvent être évitées par cette distribution, puisque les conduits d'arrivée et d'évacuation conduisent toujours la même vapeur ; mais à côté de cet avantage, il y a l'inconvénient présenté par l'augmentation du nombre des organes de transmission et de celui des tiroirs, il nécessite un plus grand encombrement et plus de surveillance.

Tiroir en coquille simple et à dos percé, avec compensateur. —

Ce tiroir T, système Mazeline représenté par la figure 112 est à dos

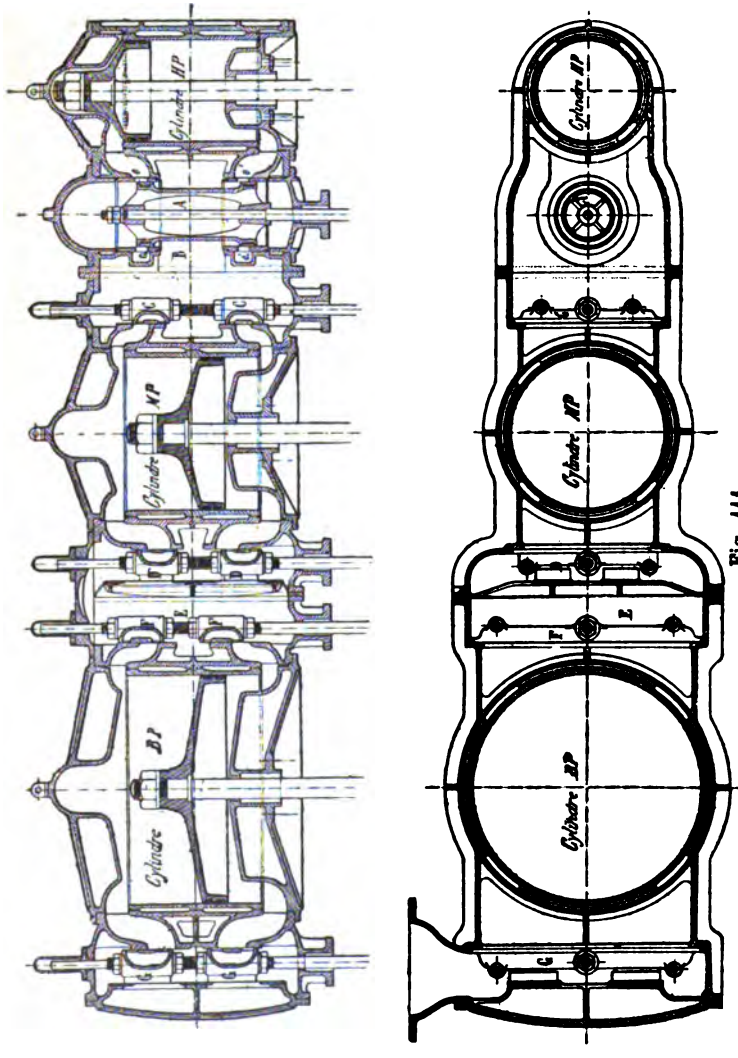
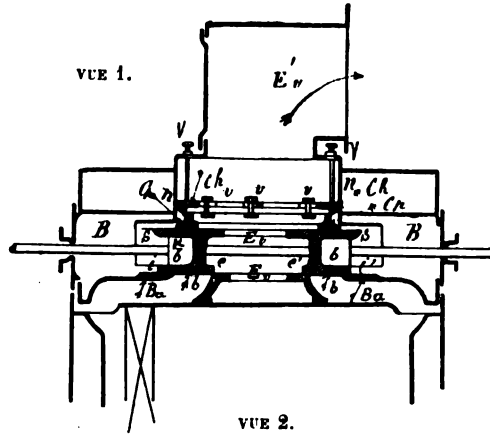
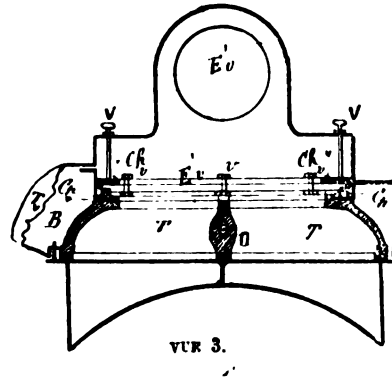


Fig. 111.

plat parfaitement dressé et percé muni d'un compensateur C*p*. La surface SS sur laquelle repose le compensateur est plus

grande que la surface des barrettes *bb* d'introduction reposant sur la glace du cylindre. La vapeur arrive de la boîte à détente dans la boîte à tiroir B par la tubulure T*v* vue 2 placée sur le côté ; elle est distribuée dans le cylindre par les arêtes extérieures *i* et *i'* des barrettes *b* et *b'* et évacuée dans l'orifice commun d'évacuation E*v* par les bords intérieurs *c* et *c'* des mêmes barrettes, puis par le dos du tiroir et l'orifice du compensateur dans la tubulure E'*v* et de là au condenseur par un tuyau T' fixé sur la collerette C et glissant dans un presse-étoupe ménagée dans une tubulure du condenseur. Le compensateur est formé par deux cadres C*h* servant de chapeau de presse-étoupe et par C*p* appuyant sur la surface plane du dos du tiroir, le presse-étoupe est formé par un évidement extérieur pratiqué dans l'épaisseur du cadre C*p*, et par une nervure verticale de la boîte à tiroir. Le presse-étoupe se fait à l'aide de torons en toile caoutchoutée ou simplement avec des tresses plates trempées préalablement dans de l'huile chaude, on les laisse bien s'imbiber d'huile ;





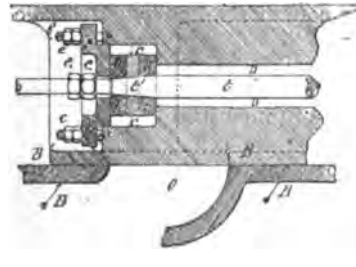


Fig. 112.

on serre le chapeau C*h* du presse-étoupe à l'aide d'une série de vis *vvv* ou de boulons traversant des oreilles venues de fonte avec le chapeau ; si on emploie des vis, elles se vissent dans des écrous en bronze fixés dans les mêmes oreilles ; il faut faire ce presse-étoupe avec le plus grand soin, il faut que le chapeau soit rendu bien parallèlement à la surface du compensateur. L'orifice *Ev* de la glace quand il existe n'a d'autre but que de recevoir les corps étrangers et de lubréfier la partie frottante des barettes *b* et *b'* ; car la vapeur s'échappe directement par le dos du tiroir et par le compensateur. Le presse-étoupe fait, on rend le tout sur le dos du tiroir en serrant les vis extérieures VV se vissant dans des écrous encastrés dans l'épaisseur de la boîte à tiroir ; ces vis sont munies d'un petit presse-étoupe.

La suppression de l'orifice d'évacuation diminue le refroidissement de cette partie du cylindre en communication avec le condenseur. On retire le compensateur, soit en le laissant tomber sur la glace du cylindre après avoir mis le tiroir, soit à l'aide de trévises que l'on établit sur une traverse reposant sur la partie inférieure de la tubulure T'. L'emmanchement de la tige *t* se faisait à l'aide d'une partie conique pénétrant le bloc extérieur K, la tige et le bloc étaient traversés par une clavette avec goupille pour frein (vue 3). La sortie de la clavette de fixation de la tige était parfois difficile à sortir et elle pouvait prendre du jeu pour faire disparaître cet inconvénient, on a placé deux rondelles RR entre la petite clavette C de la tige et placé une bride B_1B_1 en forme de presse-étoupe fixée au tiroir par les boulons et les écrous et contre-écrous *c c c c* ; la tige *t* est reliée à la bride B_1B_1 par les écrous *e' e'*, la tige du tiroir traverse la porte de la boîte à tiroir dans un presse-étoupe qui lui sert de guide ; il faut avoir soin que ce prolongement de la tige passe bien par le centre du grain de ce presse-étoupe une fois le tiroir appliqué sur sa glace, sans cette précaution le tiroir pourrait rester suspendu en arrivant au bas de sa course. Ce genre de tiroir à cause de sa grande surface frottante et de ses nervures ne portait pas à chaud sur la glace du cylindre, il fallait donc rectifier petit à petit ces défauts de partage par un grattage fait le plus minutieusement possible au mouillage et le continuer jusqu'à ce que la nuance polie de la glace du cylindre et celle des barrettes soit uniforme et partout brillante, sans présenter de taches noires qui sont l'indice certain qu'il n'y a pas partage en ces endroits. Par ce moyen qui n'exigeait que des soins pratiques, manuels, dépendant de l'adresse de l'ouvrier, on arrivait à un partage parfait en marche, à tel point qu'en cas de stoppage prolongé même, avec les fuites inévitables du papillon registre on ne constatait de fuite de vapeur ni dans les cylindres ni au condenseur, il ne fallait donc pas injecter dans un

arrêt. Ce grattage est possible sur tous les tiroirs et peut servir d'indication.

Tiroir du cylindre admetteur central du « Colbert ». — Sur le *Colbert* (fig. 113), le tiroir du cylindre milieu admetteur, également à dos percé avec compensateur; ce compensateur étant formé de deux cadres, *ch* servant de presse-étoupe et *cp* formant par son contact avec le dos du tiroir l'isolement d'une partie du dos du tiroir avec la vapeur arrivante. Pour éviter les chocs qui se pro-

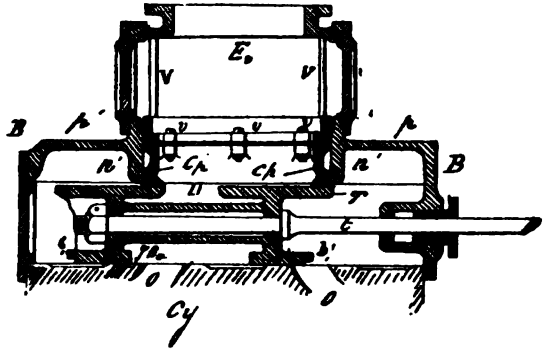


Fig. 113.

T, tiroir à dos percé.
CB et Cp, cadres du compensateur.
v v, vis de serrage du presse-étoupe.
D, orifice d'évacuation par le dos du tiroir.
b et b', barrettes du tiroir.
b_1, b'_1, barrettes supplémentaires.
Ev, orifice ou conduit d'évacuation de la vapeur dans les cylindres extrêmes.
v v, vis de pression du compensateur en marche.

duisaient aux points morts du piston, et ne rien changer à la régulation admise pour ces machines Woolf à trois cylindres de même diamètre et de même course, on avait rapporté sur les bords extérieurs des barrettes *b* et *b'* des petites bandes supplémentaires b_1 b_1' qui ne touchaient pas précisément la glace du cylindre, mais diminuaient la section de l'orifice de l'avance à l'introduction ; on voulait diminuer l'énergie de la compression en diminuant la quantité de vapeur à ces points de la course du piston ; cette modification n'a pas apporté une amélioration bien sensible sur le fonctionnement primitif.

DEUXIÈME VARIÉTÉ DES TIROIRS AU POINT DE VUE DE LA DISTRIBUTION DE LA VAPEUR

TIROIR EN FORME DE D MAJUSCULE

Les tiroirs en D représentent plusieurs variétés, mais elles sont renfermées dans les deux types suivants :

1° En tiroir en D long ;

2° En tiroir en D court.

Première disposition. — Tiroir en D long (système *Dupuy-de-Lôme*) est représenté par la figure 114 ; rappelons encore que les tiroirs en D introduisent la vapeur par les arêtes intérieures de leurs barrettes et évacuent par les arêtes extérieures de ces mêmes barrettes ; pour le même point mort du piston, pour un tiroir en D l'introduction se fait donc par l'arête opposée de la même barrette à celle d'un tiroir à coquille, et de même pour l'évacuation.

Ce tiroir en D long se compose de deux blocs B et B' en forme de D et des barrettes *ba*, *b'a'*, réunis par les cloisons d'une gaine G dans laquelle passe la tige *t* du tiroir, la vue 2 représente la coupe faite suivant. Le tiroir est appuyé sur la glace du cylindre à l'aide d'une lanterne L formée par les segments S', S, S 1, 2, 3, ajustés l'un à l'autre en cache-joint appuyant par une de leurs extrémités sur des segments métalliques, généralement en antifrictions, par le moyen d'une tresse *g'g* en chanvre, le segment intérieur porte un talon sur lequel repose la tresse; le tout repose sur une nervure *n* venue de fonte avec la boîte à tiroir; la lanterne LL est pressée par les vis extérieures *vv* se vissant dans des écrous extérieurs noyés dans l'épaisseur de la porte de la boîte à tiroir. Ces vis sont munies d'un contre-écrou les empêchant de se desserrer et en même temps assurant leur étanchéité ; ces vis ayant rigoureusement la même longueur pour que la lanterne LL soit serrée carrément, il faut donc que la même hauteur extérieure existe quand on les aura serrées. Fonctionnement du tiroir : la vapeur arrivant par l'orifice *oi o'i* compris entre les arêtes intérieures *a* et *a'* des barrettes *ba* et *b'a'*, est introduite alternativement dans les orifices *o* et *o'* de la glace et les conduits o_1 et o_1 du cylindre par les arêtes *a* et *a'* et évacuée par les arêtes extérieures *b'* et *b* ; passe au travers des orifices de la lanterne, puis par les conduits *o''* et *o'''* pour se rendre dans le tuyau *te* en passant par la tubulure E*v* pour se rendre au condenseur.

Pour confectionner la garniture d'un tiroir en D on place celui-

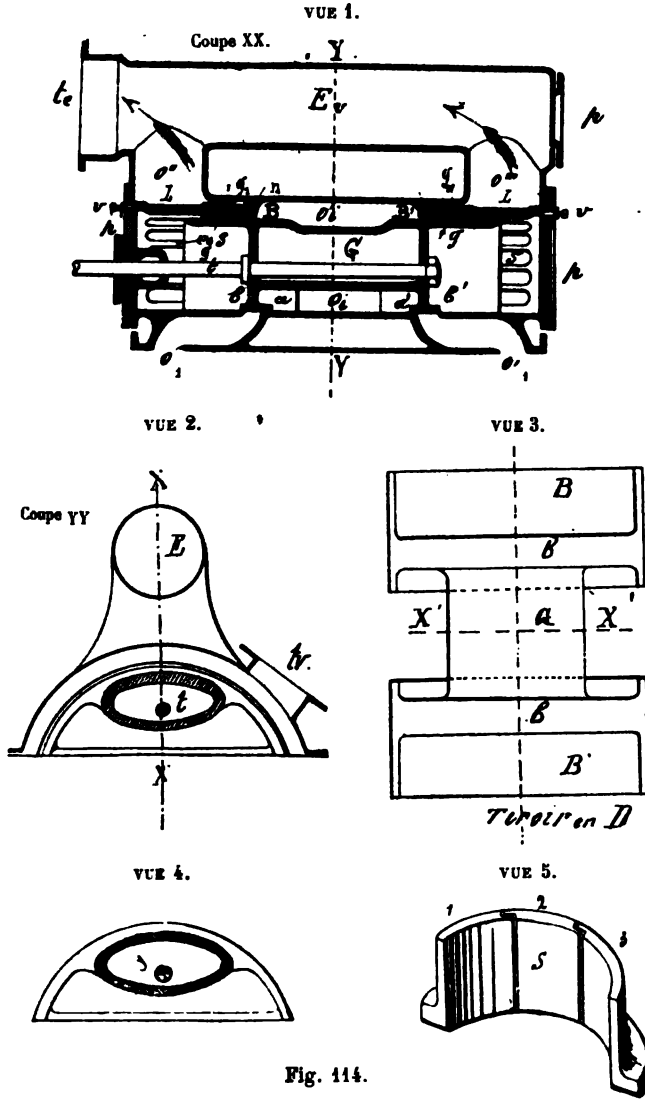


Fig. 114.

ci à mi-course, on place ensuite les segments métalliques 1, 2, 3 vue 5 après s'être assuré qu'il n'existe aucune aspérité sur leur sur-

face, soit intérieure, soit extérieure, ni grippure à l'intérieur ; on les graisse à l'huile, reposant bien sur le fond de la nervure *nn ;* on place dessus ces segments la première tresse qui doit être battue préalablement afin de lui donner la même hauteur, on la calibre pour ainsi dire, on fait de même pour les autres ; il faut les couper de longueur telle qu'elles portent parfaitement, trop longues, elles formeraient un bourrelet, et ne pourraient être serrées convenablement. Dans le cas où la longueur laisserait à désirer, il faudrait les sortir et couper l'excédent ; on prend la même précaution pour toutes, elles sont mises en place à l'aide d'un matoir ayant la courbure des segments *sss* ; lorsqu'il y en a un certain nombre d'introduit, on les presse à l'aide de la lanterne, puis on achève le presse-étoupe ; on les serre de nouveau avec la lanterne, et s'il est nécessaire, on complète le presse-étoupe avec une tresse plate. Lorsque le presse-étoupe est achevé et qu'il a été serré à l'aide de la lanterne, on sort cette dernière de nouveau et l'on examine le portage des segments $s_1 s_1$ sur le dos du tiroir. Quand tout est reconnu en de bonnes conditions, on remet la lanterne en place, on fait le joint de la boite à tiroir, on serre toutes les vis *v v v* de la même quantité et comme c'est le même mécanicien qui opère ce serrage à la main, il estime que pendant le serrage, elles présentent la même résistance puis, il s'assure à l'aide d'un pied à coulisse que la hauteur extérieure des vis est la même ; sous les contre-écrous, on met une rondelle et une petite tresse pour empêcher les rentrées d'air et les fuites de vapeur.

On manœuvre ensuite la mise en train à l'aide de deux hommes et l'on se rend compte de la résistance qu'elle présente ; cette manœuvre de mise en train qui est généralement du système Mazeline doit se faire facilement. Quand on échauffe la machine, si l'on éprouvait une résistance un peu plus grande qu'à froid, on peut légèrement desserrer les vis *vv* de la même quantité, mais tout en les laissant toujours appuyer sur la lanterne ; ce desserrage doit être uniforme et successif. En marche, il faut éviter les battements des segments qui peuvent se produire à la suite de projections d'eau dans les cylindres ; dans ce cas, il faut s'assurer du serrage des vis. Il faut visiter souvent les segments et s'assurer d'un portage parfait que l'on obtient par les moyens que nous avons indiqués pour la glace. Ce bon partage donne l'avantage d'être toujours prêt à marcher et sans échauffement des condenseurs. L'étanchéité des tiroirs étant parfaite.

Deuxième disposition d'un tiroir en D (Indret). — Le tiroir présente peu de différence avec celui déjà décrit, mais les tresses qui appuyaient les segments sur le dos du tiroir ont été supprimées et remplacées par deux segments métalliques *ss'* s'emboîtant à l'aide d'adents à leurs extrémités et avec cache-joint, la forme

des segments est celle d'un tronc de pyramide, les nervures *nn* d'appui des segments ont la même forme, mais renversée. Les segments *ss* sont appliqués sur le tiroir à l'aide de ressorts *rrr*, de forme parabolique ayant leur point d'appui sur le contour de la boîte à tiroir, la pression de chaque ressort est la même ; elle est réglée au début pour assurer le portage des segments sur le dos du tiroir ; mais ils sont prêts à agir si le tiroir se soulageait. D'après la coupe inclinée des segments, ceux-ci sont encore appuyés sur le dos des tiroirs par la lanterne L, sur le pourtour de laquelle on a placé, de distance en distance, des grains d'étain

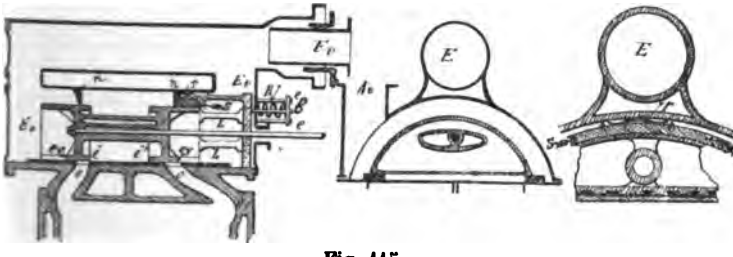


Fig. 115.

qui touchent la partie intérieure de la boîte à tiroir ; ces grains d'étain peuvent s'écraser en cas de soulèvement du tiroir ; mais ils contribuent dans le fonctionnement ordinaire à maintenir la lanterne à poste. Pour donner plus d'élasticité à l'ensemble de la garniture, on a appuyé la lanterne à l'aide de broches *bb* fixées sur des traverses que l'on serre à volonté par les écrous *cc*, chaque traverse comprime un ressort régulateur de pression à boudin R. Pour le serrage complet de la lanterne on a placé sur le pourtour de chaque porte de tiroir une série de six ressorts. On règle la tension des ressorts à l'avance, et on mesure la distance respective de chaque traverse afin de s'assurer que la pression de chaque broche est bien la même. Ce serrage étant extérieur, il est facile de s'apercevoir si les segments portent bien dans le fond des nervures *nn* ; ces broches étant munies chacune d'un presse-étoupe ; ces tiroirs fonctionnent d'une manière satisfaisante ; la garniture métallique étant étanche, et la manœuvre du tiroir facile.

Troisième disposition (fig. 116) (Indret). — Le tiroir proprement dit est sensiblement le même que les précédents, sa garniture seule en diffère ; elle consiste en trois segments métalliques *sss* s'emboîtant en cache-joint, ils sont anti-frictionnés, ils sont enveloppés par des coins *ccc* en fonte de fer parfaitement ajustés sur le dos

des segments et appuyés sur la lanterne L. Sur le pourtour extérieur des lanternes on a également placé des petites saillies *c* en

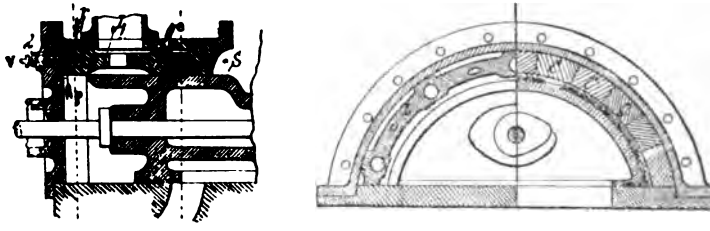


Fig. 116.

métal mou qui s'écraseraient si le tiroir cherchait à se soulever par suite de projections d'eau dans les cylindres; ces lanternes, sur leur bord extérieur ont des petits logements recevant des ressorts à boudin *rrr* appuyés par des vis *vvv* se vissant dans des écrous fixés dans l'épaisseur de la boîte à tiroir; ces vis appuient sur une rondelle *p* qui comprime les ressorts *rrr*. Ces ressorts donnent une élasticité suffisante à tout l'ensemble de la garniture. Les vis ont des contre-écrous afin de servir de frein et assurer leur étanchéité. On règle le serrage définitif des vis *vvv* au moment où l'on échauffe la machine; on sent par la résistance que présente la mise en train, si les garnitures sont suffisamment serrées et en ouvrant les purges des cylindres on voit si le tiroir est étanche.

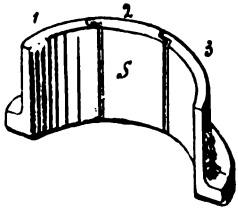


Fig. 116 *bis*.

Quatrième disposition. Tiroir à dos plat fonctionnant en tiroir en D. — Ce tiroir se compose de deux parties réunies par une gaine G dans laquelle passe la tige du tiroir et y est fixée à l'aide d'une embase et d'un écrou avec goupille pour frein.

La partie supérieure B_1B_1 du dos du tiroir est percée d'un orifice 3 rectangulaire donnant passage à la vapeur qui arrive par le tuyau *tv;* sur cette partie B_1B_1 parfaitement dressée repose le compensateur formé par deux cadres C*h* et C*p*, le cadre C*h* servant de chapeau de presse-étouppe et C*p* portant sur le dos du tiroir. Le presse-étoupe se serre à l'aide des vis *bb* dont la tête est noyée dans l'épaisseur du cadre C*h* vue 3 et se vissent dans des écrous noyés dans l'épaisseur de la surface supérieure du cadre C*p*. La garniture de ce presse-étoupe est faite soit à l'aide de tresses ordinaires en chanvre, soit en tresses d'amiante, soit en

toile caoutchoutée. Comme on le voit elle est emprisonnée entre les deux cadres C*h* et C*p* et contre les nervures *nn* venue de fonte avec la boîte à tiroir et dont le pourtour intérieur sert de logement à tout l'ensemble du compensateur ; l'étanchéité est donc assurée contre les nervures *nn*. Le presse-étoupe du compensateur étant fait après avoir observé les mêmes précautions que

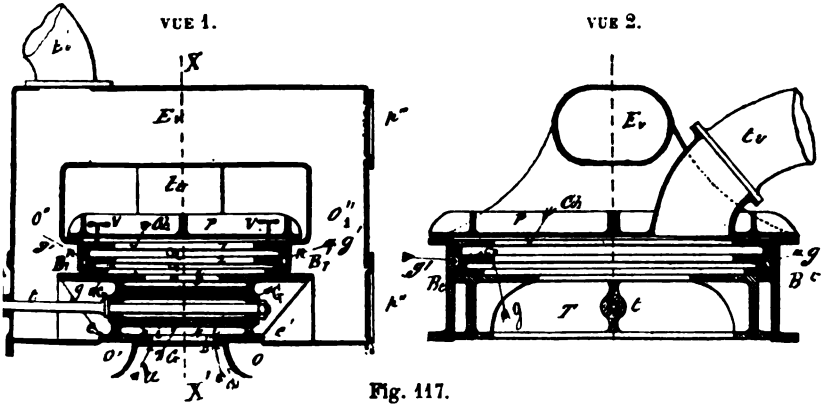
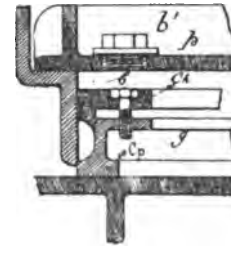


Fig. 117.

pour ceux similaires, on l'introduit sur le dos du tiroir par la porte *pp;* cela fait, on met en place les bouchons *b'* qui servent à serrer les vis *vv* lorsque le presse-étoupe est neuf et que l'on échauffe la machine ; on ferme les registres de vapeur et on peut faire cette opération quand tout est bien échauffé. Lorsque le presse-étoupe est à porte et régulièrement serré par les vis *bb*. on rend le compensateur complet sur le dos du tiroir par les vis *vv* se vissant dans des écrous fixés dans l'épaisseur de la boîte à tiroir.

VUE 3.



Pendant la marche, on continue à appliquer le compensateur sur le dos du tiroir par le serrage des vis *vv*; chaque fois qu'en les examinant on trouve qu'elles n'ont pas une résistance suffisante et que l'on suppose entendre quelques claquements du tiroir contre le compensateur ; en touchant la tige du tiroir on éprouve des petites trépidations qui indiquent que le compensateur n'est pas suffisamment serré et qu'il y a fuite inutile et nuisible de vapeur ; c'est par une surveillance suivie et par une connaissance exacte des organes que l'on obtient les meilleures résultats dans leur fonctionnement.

Comme dans tous les tiroirs en D, la vapeur arrivant par le

tuyau *tv*, enveloppe la gaine G de la tige du tiroir et arrive dans l'orifice inférieur 4 pour être distribuée alternativement sur la face du piston par les bords *ii'* des barrettes et évacuée par les arêtes extérieures *e* et *e'* des mêmes barrettes *ei* et *ie'* et dans les conduits *o''* et o_1'' puis dans la tubulure commune E*v* et enfin dans la tubulure E'*v* et de là dans les cylindres extrêmes ou au condenseur. Pendant la marche, si l'on conçoit, comme nous l'avons déjà indiqué, un léger soulagement du compensateur et par conséquent du tiroir, ce qui s'observe par de légers chocs répétés sur les vis *vv*, on serre d'abord celles-ci, et si malgré ce serrage, les mêmes appréciations permanentes, si le vide tombe, les cylindres étant extrêmes cela indique que la garniture *gg* est en mauvais état, il y a perte de vapeur; il faudra donc la remplacer le plus vite possible.

Quelquefois, cette garniture peut être adhérente aux parois du logement formé par les nervures *nn*. Si le serrage des vis *vv* est insuffisant pour faire descendre le cadre C*p* sur le dos du tiroir; il faudra stopper la machine et remplacer momentanément la vis *vv* par des broches et frapper dessus pour faire descendre le compensateur complet.

Deuxième variété. — Tiroirs en D courts, ces tiroirs ne présentent rien de particulier; ils consistent simplement en deux plateaux montés sur la même tige, les plateaux sont maintenus étanches par leurs garnitures. Dans les machines auxiliaires système Brotherhood, le tiroir est un cylindre portant deux orifices formés par une cloison, un de ces orifices sert à l'introduction et l'autre à l'évacuation. Les tiroirs en D courts étaient généralement employés sur les machines à balanciers dont l'usage n'existe plus dans la marine militaire, mais seulement sur des paquebots américains naviguant sur les rivières.

Les tiroirs à un seul orifice pour l'introduction et l'évacuation sont représentés dans les planches relatives à ces machines.

Tous les tiroirs en D, excepté pour les machines nouvelles à haute pression, où ces tiroirs consistent en simples pistons ordinaires à vapeur, ayant un poids très diminué, les autres tiroirs en D, disparaissant avec les types des machines où ils étaient en fonction. Ces tiroirs étaient trop volumineux et trop lourds pour les machines actuelles à grande vitesse. Les avantages des tiroirs en D étaient la suppression du troisième orifice de la glace et la diminution de la longueur des conduits; ils n'avaient pas de compensateur, mais ils avaient par contre un mode de serrage tout au moins aussi compliqué que celui d'un tiroir à compensateur.

CINQUIÈME ORGANE. — DES DÉTENTES VARIABLES

DÉFINITION

On appelle généralement détente tous les appareils qui ont pour but de suspendre l'action de la vapeur pendant une période déterminée de la course du piston, et d'une façon facultative indépendante du tiroir.

Mécanismes employés pour produire la détente, la nécessité de description de ces organes. — Dans les machines, ainsi que nous venons de le dire, le tiroir est l'organe principal qui règle d'une manière fixe la quantité de vapeur qui doit être fournie et distribuée dans de bonnes conditions aux cylindres pendant un tour de la machine pour obtenir le plus de travail utile du poids de cette vapeur introduite. (Dans la régulation, nous verrons que les tiroirs conduits par un secteur de Stéphenson permettent dans de certaines limites compatibles avec les éléments de la régulation, de modifier la quantité de vapeur introduite, en changeant les points d'ouverture et de fermeture des orifices, par rapport aux périodes de la course du piston.)

La durée d'introduction que permet un tiroir, à une pression donnée de la vapeur, correspond au maximum de la puissance de la machine. Si nous admettons que dans une machine cette introduction soit égale aux 6/10 de la course du piston ; pour diminuer ce poids de vapeur, et par conséquent la vitesse de la machine et sa puissance, il faudra donc : 1° ou diminuer la pression de régime aux chaudières, ou 2° diminuer cette pression dans les boîtes à tiroir par l'étranglement du registre de vapeur, ou enfin 3° réduire la durée de l'introduction dans le cylindre et laisser agir cette vapeur par détente en augmentant plus ou moins le volume du cylindre après la fermeture de l'organe de distribution, à un moment quelconque de la course du piston, tout en conservant la même pression aux chaudières. [Dans les machines Woolf à trois cylindres, on peut faire varier la durée et l'introduction dans le cylindre admetteur et dans les cylindres détendeurs, lorsque les tiroirs, comme nous l'avons dit, sont conduits par des secteurs Stéphenson, avec des dispositions spéciales (machines du Creusot).]

Dans la construction et la régulation des machines, c'est la fixité de la pression initiale aux chaudières qui a été adoptée, comme étant la plus avantageuse pour de la vapeur à haute pression, cette vapeur étant réchauffée en passant d'un cylindre à l'autre.

Le tiroir ne pouvant donner des variations très étendues dans la durée de l'introduction sans modifier à son désavantage les éléments de la régulation, même étant conduit par un secteur de Stéphenson, on a été obligé d'employer des appareils spéciaux dits appareils de détente variable. Dans l'emploi des cames comme distributeurs, système employé sur la *Naïade* et l'*Iphigénie*, en changeant de cames par un mécanisme spécial on varie la durée d'introduction, et on peut faire varier les périodes à l'évacuation indépendamment.

Dans les machines Woolf à trois cylindres, à moyenne pression et de même diamètre, il n'y a pas d'organe spécial pour faire varier la durée de l'introduction; la détente est obtenue par le poids d'un volume déterminé de vapeur introduit dans le cylindre admetteur et distribué ensuite dans deux cylindres détendeurs de même diamètre où elle se détend également.

Le volume V occupé par la vapeur dans les cylindres détendeurs est approximativement égal à six fois le volume initial v introduit dans l'admetteur $\frac{V}{v} = 6$. Ce qui correspond à une introduction effective de 0,16 à 0,17, puisque V est égal ou compris entre 16×6 et 17×6.

Le mécanisme de détente est mû par la machine; son mouvement est toujours alternatif, soit rectiligne, soit circulaire; mais il peut être intermittent, tel est le cas des cames. Mais quel que soit le genre de mouvement dont il est animé, il règle les divers degrés d'introduction en dessous de ceux obtenus par le tiroir et il laisse à ce dernier ses éléments de régulation intacts. Les mouvements intermittents des organes de détente sont obtenus par des cames; l'application de ce mode de détente avait lieu dans les machines oscillantes; l'organe interrupteur consistait en clapets, mais leur chute faisait assez de bruit et cette disposition ne pouvait être appliquée qu'au mouvement lent.

Une distribution par cames a été employée sur l'*Iphigénie* et la *Naïade* construites par Claparède; la première machine était à introduction directe dans chaque cylindre, la seconde était au Woolf; les changements dans la durée de l'introduction variaient avec la longueur de l'arc de contact de la came avec le galet de soulèvement. Tout en admettant que le fonctionnement général de ces machines ait été assez satisfaisant, en tant qu'emploi de cames comme distributeurs uniques de vapeur, leur usage ne s'est pas propagé dans la marine. On avait cependant appliqué le vrai mode de distribution de la vapeur : levée et fermeture brusques des organes de distribution, ouverture d'une durée convenable, levée de la came toujours la même, par conséquent pas d'étranglement dans la section des orifices. On pouvait donc croire que l'on avait résolu la question défectueuse des petites sections d'ouver-

ture des orifices par une hauteur constante d'ouverture et supprimer les étranglements, par conséquent les condensations ; mais cette heureuse conception vers l'idéal n'a pas été réalisée. Il y avait beaucoup d'organes à manœuvrer, beaucoup d'usure sur les galets ; cette disposition sera indiquée dans la planche relative à la machine en question.

L'introduction pouvait varier de 0,18 à 0,85 ; cette dernière distribution était celle de la mise en marche ; à 0,20 d'introduction les machines développent toute leur puissance. La hauteur est aussi grande que possible de façon à donner une surface égale à celle de l'orifice ; en donnant à cette hauteur une valeur égale à la moitié du rayon, on obtient juste deux surfaces égales ; car, $2\pi rh$ représente l'ouverture verticale, si $h = \frac{r}{2}$; cette surface devient $\frac{2\pi r^2}{r} = \pi r$; c'est-à-dire égale à celle de la surface.

Classement des détentes au point de vue du mouvement. — Au point de vue du mouvement, les détentes variables peuvent être classées en deux catégories.

Première catégorie à mouvement intermittent.

Deuxième catégorie à mouvement continu.

Première catégorie. — La première catégorie est conduite par des cames, qui commandent directement les soupapes d'introduction et d'évacuation de la vapeur ; et, comme nous l'avons déjà fait remarquer pour la *Naïade*, avec cette transmission, elles se soulagent et se referment brusquement ; elles produisent en même temps l'avance à l'introduction d'un tiroir, et les cames à l'évacuation, l'avance à l'évacuation et à celle de la compression. Selon la durée à l'introduction que l'on veut avoir, on met en regard la partie en saillie de la came produisant cette introduction avec le galet d'entraînement ; comme il est indiqué par le plan, les différentes cames sont tracées sur le même cylindre, il suffit donc, par un mécanisme, de faire courir le galet sur la came convenable, pour obtenir la période d'introduction voulue. On atténue les chocs de chute des cornes à l'aide de ressorts. Ces cames maintiennent les soupapes suspendues à la même hauteur pendant toute la durée de l'introduction, puis elles retombent brusquement sur leurs siéges, pour rester immobiles pendant toute la partie cylindrique concentrique à l'axe et produire la détente, puis se relever de nouveau pour reproduire des périodes identiques.

Deuxième catégorie. — La deuxième catégorie est actionnée par des excentriques, elle présente de nombreuses variétés de formes, que nous classerons d'après la façon dont elles reçoivent leur mouvement ; elles peuvent être conduites :

1° Par un excentrique à calage variable, et à course fixe constante;

2° Par un excentrique fixe, à course variable (détente produite par le papillon Mazeline);

3° Par deux excentriques et le secteur Stéphenson (disposition des Forges et Chantiers);

4° Détente Meyer. L'obturateur est un deuxième tiroir qui fonctionne sur les orifices mobiles d'un tiroir ordinaire, course constante.

En résumé, les cames ayant un fonctionnement spécial et ne pouvant être appliquées qu'à des machines à allure lente, les autres détentes pour les machines actuelles à allure plus rapide et à une pression plus élevée fonctionnent : 1° sous l'influence de la variation de l'angle de calage; 2° sous l'influence du changement de course et de l'angle de calage, cas que nous étudierons successivement.

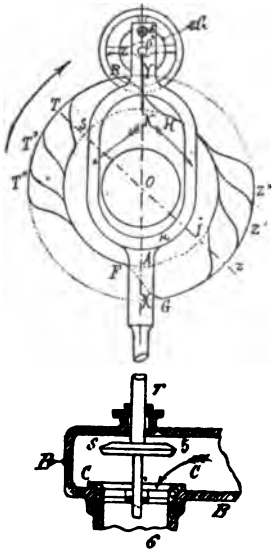


Fig. 118.

1° Sous l'influence de la variation de l'angle de calage;

2° Sous l'influence de la variation de l'angle de calage combiné avec la variation de la course de l'obturateur;

3° Sous l'influence de la variation de la course de l'obturateur. Première catégorie, à mouvement intermittent, obtenu par des cames, à course constante, et détente obtenue par la surface ou longueur de l'arc de la came concentrique avec l'arbre moteur.

Première catégorie, mouvement intermittent, soupape conduite par des cames (fig. 118).

L'organe complet de détente se compose d'une boîte B dont la cloison inférieure porte le siège CC' du clapet de détente ou soupape S; cette soupape est fixée à une tige T fixée sur un cadre KK à face double dont les parties supérieures sont reliées par une entretoise E; sur un axe O' est monté un galet G sur lequel viennent prendre contact les portées des cames ZT—Z'T'—Z"T" à portées variables, selon le degré d'introduction ou de détente correspondante que l'on veut obtenir. L'axe O' qui porte le galet G étant fileté, et se vissant dans une des faces du cadre, on peut donc à volonté, selon le degré d'introduction ou de détente que l'on veut obtenir, l'amener en contact avec la came qui répond à

ce degré d'introduction ou de détente. Pour suspendre la détente, il suffira donc d'amener le galet G en contact avec une came dont l'introduction serait supérieure à celle fournie par le tiroir ou de surprendre son action en le soulageant de telle façon à ce qu'il ne prenne plus contact avec les cames (disposition de la figure 119). Dans le cas actuel, la vapeur arrive des chaudières par le tuyau C et se rend dans l'orifice C et de là dans la boîte à tiroir.

Autre disposition par cames (fig. 119).

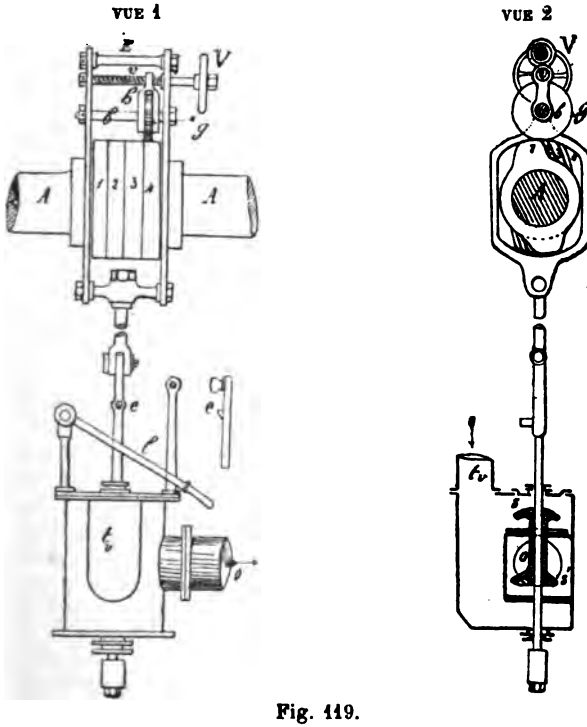


Fig. 119.

Les cames 1,2,3,4 sont fixées sur l'arbre moteur A, un cadre CC formé de deux flasques CC' est relié par les deux entretoises E et E'; sur l'entretoise inférieure E' est fixée la tige qui supporte la soupape S S' équilibrée à peu près, se composant des deux soupapes S et S' réunies par une gaine *m* traversée par la tige *t* d'entraînement. Une sur N portée par les deux flasques du cadre CC' et ne pouvant que tourner, porte une fourche *h* dont l'œil taraudé est vissé sur la droite ou sur la gauche; on fait marcher le galet *g*

également de droite à gauche et par ce changement de position on l'amène en contact avec la came devant produire le degré de détente voulu.

Par le levier *l*, lorsque l'on veut suspendre l'action de la détente, on relève les soupapes *ss'* en appuyant le levier *l* contre l'ergot *l* et en l'appuyant sur *e*. La vapeur entre dans la boîte de détente par le tuyau *tv* et se rend dans les boîtes à tiroirs des cylindres par l'orifice O. Un contrepoids P appuie le galet *g* sur les cames. Ce mode de détente ne trouve plus d'application en tant que détente que dans les machines à mouvement lent. On les déclenche toujours par la mise en marche de la machine.

AUTRE DISPOSITION PRODUITE PAR DES CAMES

SYSTÈME DU CREUSOT (fig. 120)

Dans cette nouvelle disposition l'organe de détente est à course constante il est conduit par des cames à course constante à calage fixe et à contact variable avec le galet d'entraînement; il se compose d'une plaque frottante percée de plusieurs orifices 1, 2, 3, 4, 5, 6, afin de diminuer la course de cette plaque frottante, tout en conservant une section suffisante à la section d'ouverture. Cette plaque frottante glisse sur les orifices de même forme percés dans la cloison de la boîte B*v* B*v* fixée sur la boîte à tiroir. Les orifices de la cloison de la boîte à tiroir sont séparés par des bandes dont la hauteur est un peu supérieure à celle des orifices percés sur la plaque frottante afin d'établir un petit recouvrement. Le cadre d'entraînement de la détente porte une tige sur laquelle est fixé un piston P glissant dans un cylindre Cy, la face F de ce piston est en communication directe avec la vapeur arrivant des chaudières, la face F' est en communication avec l'atmosphère par un robinet R une contre-tige *t* sert de guide à la plaque de détente et au piston; par un manchon et les deux clavettes CC, la tige T du piston est reliée à une tige TT, terminée par une partie arrondie qui porte sur les cames qui sont appelées à son contact et montées sur le bout de l'arbre moteur. Un mécanisme M par l'intermédiaire d'un doigt D écarte la tige T, de la came lorsque la détente ne doit pas fonctionner, et pour la facilité de la mise en marche de la machine au départ, c'est-à-dire que la détente est déclenchée.

Le doigt D vient appuyer contre une saillie *s* de la tige T_1. Pour manœuvrer ce doigt, il faut tourner le levier M jusqu'à ce que le verrou fixé sur M vienne rencontrer l'encoche du disque D, qui commande le doigt D et agir sur le levier M, soit pour reculer

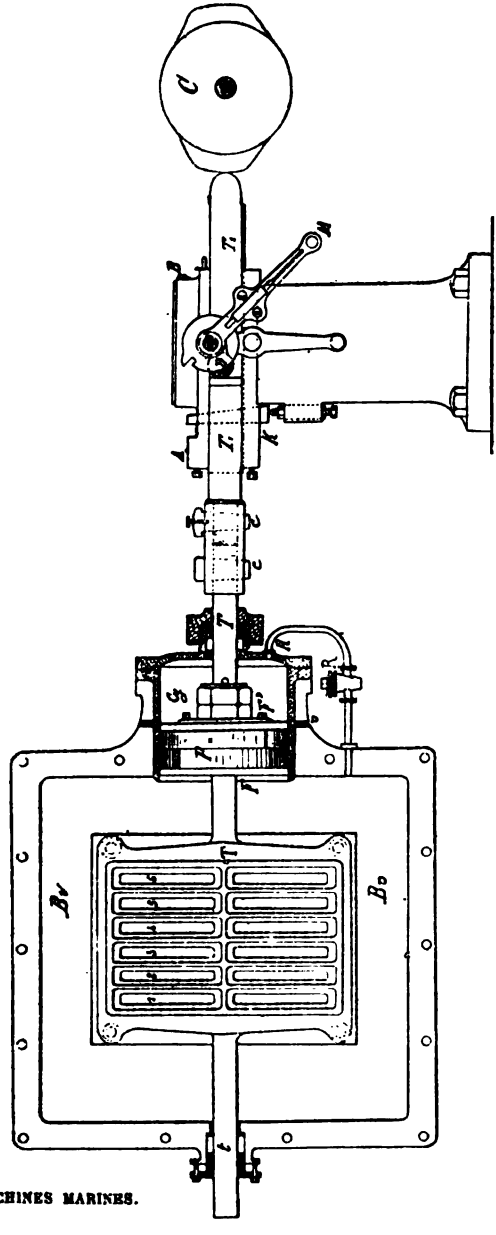


Fig. 120. — Vues 1 et 2.

la tige T sur la gauche, par conséquent déclencher la détente, soit pour laisser la tige libre en dégageant le doigt D de la saillie du disque commandé par M, et dans ce cas le piston P étant poussé par sa force P appuie l'extrémité extérieure T_1 de la tige T, contre l'arbre et lorsque la saillie de la came vient à se présenter devant l'aronde de la partie T_1, de la tige, le piston et la plaque de détente sont repoussés sur la gauche, et les orifices 1, 2, 3, 4, 5 sont démasqués, la vapeur s'introduit dans la boîte à tiroir; lorsque la saillie de la came a passé, le bout de T'_1 repose sur l'arbre et le piston P de nouveau poussé sur la droite remasque les orifices 1, 2, 3, 4, 5, 6, et la cessation de l'introduction de la vapeur commence avec la détente. La vis V sert à pousser le bloc K, pour compenser l'usure des bandes en caoutchouc placées dans une mortaise pratiquée dans la tige T_1; ces rondelles doivent atténuer les chocs produits par le mouvement du piston. Nous ferons remarquer que le robinet R dans les dernières dispositions mettait en communication les deux faces F et F″ du piston afin de diminuer les chocs.

Deuxième catégorie des organes de transmission de mouvement aux détentes; mouvement continu, rectiligne alternatif (fig. 121).

Détente à plaque frottante à orifices multiples, conduite par un excentrique E′ à course constante mais à calage variable.

Cette détente employée par l'usine du Creusot se compose d'une plaque P frottante à multiples orifices, à course constante ouvrant en grand à bout de course. La plaque P est percée de quatre orifices 1, 2, 3, 4, séparés par quatre barrettes b b_1 b_2 b_3 glissant sur une glace GG percée également des mêmes orifices 1, 2, 3, 4, communiquant avec la boîte à tiroir. Un cadre *cc*, ajusté sur le contour de la plaque PP, est entraîné par sa tige *t′* clavetée sur le collier de l'excentrique E monté à frottement doux sur l'arbre moteur A. On rend solidaire cet excentrique du mouvement de l'arbre, soit à l'aide d'un plateau elliptique *d* calé fixé sur l'arbre et portant un prisonnier K solidement fixé sur ce plateau et traversant un coulisseau M ajusté dans une rainure *r* pratiquée dans l'épaisseur du chariot de l'excentrique et concentriquement à l'arbre. Ce prisonnier porte un écrou K′ qui, serré fortement sur le coulisseau, rend solidaire l'excentrique du mouvement du plateau et par conséquent de l'arbre; et comme le coulisseau peut être fixé à un point quelconque de la rainure; c'est-à-dire que l'excentrique a pu être tourné d'un angle quelconque d'avance de façon à duire une détente donnée, la graduation pratiquée sur la face de la rainure indique les périodes de détente correspondante à chaque position; pour faire varier le degré de détente ou d'introduction, il suffira donc de desserrer l'écrou K′ et de faire tourner le chariot de l'excentrique selon les indications de la rainure. Des

ressorts RR à boudin placés aux quatre coins du cadre empêchent

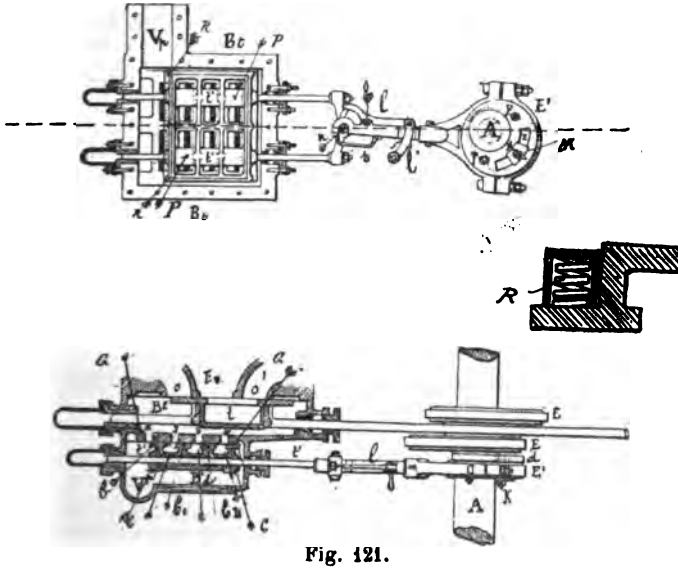


Fig. 121.

Vp, arrivée de la vapeur dans la boîte de détente.
Bt, boîte à tiroir.
Ex, évacuation de la vapeur du cylindre.
oo' orifices d'introduction.
Bd, boîte à vapeur de la détente.
G, glace de la détente.
bb, b, b, barrettes de distribution de la plaque frottante PP.
P P, plaque frottante ou tiroir de détente.
1.2.3.4, orifices de la plaque de détente.
f. tige de la détente.
E', excentrique conduisant la détente.
d, plateau d'entraînement calé sur l'arbre moteur.
r, rainure pratiquée dans le chariot de l'excentrique d'une longueur suffisante pour produire les variations de l'angle de calage et la détente correspondante.
K, prisonnier solidement fixé sur le plateau d.
K', écrou de serrage rendant le plateau et l'excentrique E solidaires du mouvement de l'arbre.
M, coulisseau porté par le prisonnier K et logé dans la rainure r du chariot d'excentrique.
pp, prisonnier à tête hexagonale sur lesquels on engage un levier, permettant de déplacer l'excentrique à la demande de la détente que l'on veut obtenir.
l l', mécanisme de déclenche. Ce mécanisme se compose d'un levier l' cintré avec poignée passant dans une mortaise pratiquée dans la queue de l'excentrique, ce levier l' est articulé à un autre levier l', oscillant autour d'un tourillon o, placé dans un œil de la queue de l'excentrique que porte une mortaise dans laquelle traverse le tourillon d'entraînement de la détente, en faisant tomber sur ce tourillon l'encoche ménagée à la queue de l'excentrique. Le levier l' est terminé à son extrémité par une espèce de lame dite couteau qui, lorsque l'on veut dégager le tourillon de l'encoche vient appuyer sur ce tourillon par la manœuvre des leviers l' et l et désempare le tourillon de l'encoche, le mouvement de la détente est alors suspendu, la queue de l'excentrique glisse sur le tourillon, l'encoche étant remplie par le couteau. Une sous-garde s empêche la queue de l'excentrique de se relever et lui sert de guide, la queue de l'excentrique doit toujours être déclenchée quand on stoppe.

la plaque de détente de ce décoller de dessus la glace de la boîte à tiroir. On suspend le mouvement de la plaque détente en déclen-

chant la queue de l'excentrique qui conduit la plaque de détente. La détente est toujours déclenchée par la mise en marche, le système de déclenchement est représenté par la vue 4.

Disposition d'Indret (fig. 122), **à course constante et à calage variable.** L'excentrique E est monté fou sur l'arbre moteur A ; sur une des faces du chariot E de l'excentrique est fixée par deux petits poliers *pp* une vis sans fin V qui ne peut que tourner, cette vis sans fin engrène avec un secteur *s* fixé sur l'arbre moteur; il est évident que lorsqu'on tourne la vis *v*, l'excentrique tourne autour de l'arbre et que, par ce mouvement, il change d'angle de calage, et, par ce changement, il modifie le degré d'introduction de la vapeur.

L'organe de détente est un piston P à fourreaux percé d'une série d'orifices O, glissant dans un cylindre rapporté dans la boîte BB, ce cylindre est percé d'orifices, communiquant avec galerie annulaire B'B' laquelle communique avec la boîte à tiroir. Cette détente ouvre en grand à bout de course.

Dans le mouvement de va-et-vient du piston P, ses orifices *o o o o* viennent se présenter devant les orifices *o' o' o' o'* du cylindre enveloppe et la vapeur arrivant des chaudières est introduite dans la boîte B'B' annulaire, et alternativement les barrettes du piston introduisent de la vapeur par leurs arêtes extérieurs dans la boîte B'B'; ainsi; lorsque le piston ira sur la gauche les orifices *o o o o* du piston seront en regard des orifices *o'o'o'o'* du cylindre et en même temps l'arête *a'o'* ouvrira l'orifice *o'*.

Deuxième catégorie. — Organe de détente conduit par un excentritrique à calage fixe, mais de course variable (papillon système Mazeline). — L'excentrique E conduit le papillon K, en lui imprimant un mouvement circulaire alternatif, ouvrant en grand à mi-course. La détente est produite par l'amplitude plus ou moins grande du papillon K qui lui est communiquée par l'excentrique E calé sur l'arbre des tiroirs; le pied de la bielle d'excentrique E_1 étant articulé sur un tourrillon qui traverse le coulisseau C logé dans une rainure rectangulaire R pratiquée dans la pièce mobile LL oscillant autour d'un axe A dont le support appartient au-dessus de la boîte à tiroir; par un volant F fixé à l'extrémité d'une vis V se vissant dans la matière de la pièce LL, et lui servant d'écrou, et en même temps sur la surface extérieure du coulisseau C, cette vis, par sa disposition à chacune de ses extrémités ne pouvant que tourner, dans la manœuvre de cette vis, à droite ou à gauche, le coulisseau C montera ou descendra dans la rainure ou coulisse R pratiquée dans la pièce LL oscillant autour du point A; une échelle graduée sur la face de la coulisse R indique la position du coulisseau C, et le degré de détente ou

d'introduction obtenu. La pièce LL oscillant autour de A porte à sa partie supérieure un secteur *s'* denté qui engrène avec un autre secteur denté *ss* qui peut être à volonté rendu solidaire du mouvement à communiquer à la tige T' de la détente qui est termi-

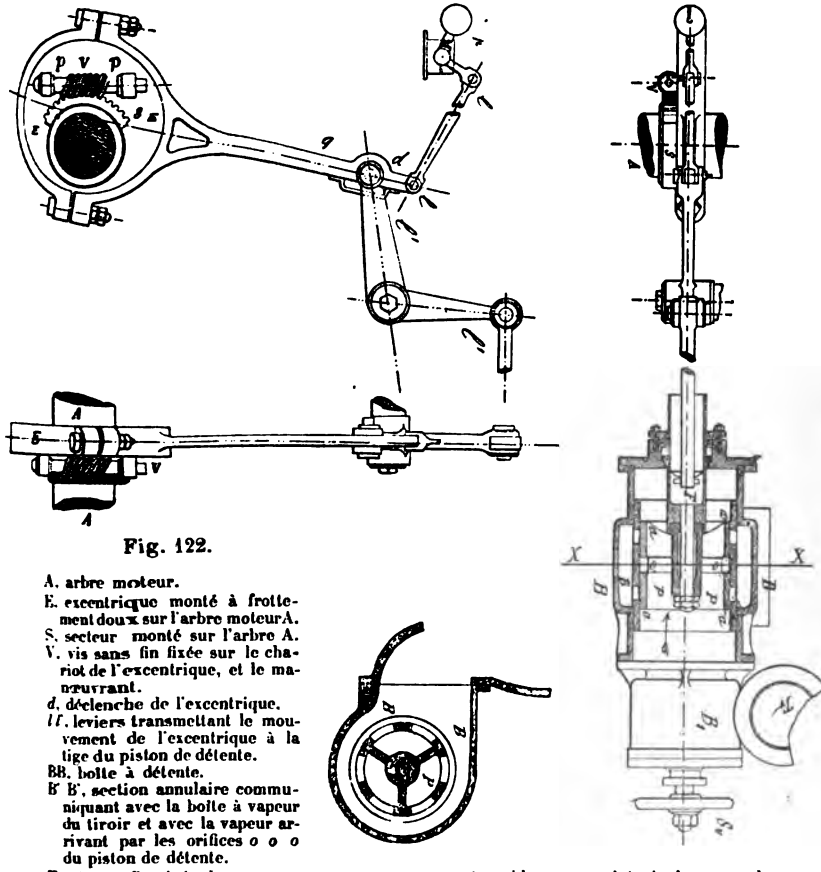


Fig. 122.

A. arbre moteur.
E. excentrique monté à frottement doux sur l'arbre moteur A.
S. secteur monté sur l'arbre A.
V. vis sans fin fixée sur le chariot de l'excentrique, et le manœuvrant.
d. déclenche de l'excentrique.
ll. leviers transmettant le mouvement de l'excentrique à la tige du piston de détente.
BB. boîte à détente.
B' B'. section annulaire communiquant avec la boîte à vapeur du tiroir et avec la vapeur arrivant par les orifices *o o o* du piston de détente.
Tr. tuyau d'arrivée de vapeur.
B'. boîte à soupape de la soupape régulatrice de l'arrivée de vapeur.
p. contrepoids pour maintenir la queue de l'excentrique enclenché.

née par un T, dont les segments circulaires *ss*, pénètrent dans les entailles *s's'* de même forme ménagées dans l'épaisseur du segment *ss* denté, le segment *ss* engrenant avec le secteur *s's'* recevant son mouvement oscillatoire de l'excentrique E, communique donc ce même mouvement au secteur *ss*, si ce dernier est relié à la tige T

par ses segments *ss* le papillon K sera donc animé du même mouvement circulaire alternatif que les secteurs *ss* et *s's'*. L'emmanchement de la tige T est polygonal dans la partie qui pénètre dans le papillon K, le mouvement d'enclenche et de déclenche de la tige T dans le secteur *ss* se fait à l'aide d'une vis centrale M engrenant avec un écrou E' fixé sur le dos des boîtes à tiroirs; sur cette vis sont fixés des bras *tt*, dont les extrémités extérieures commandant chacune les tiges TT de détente. Quand on tourne

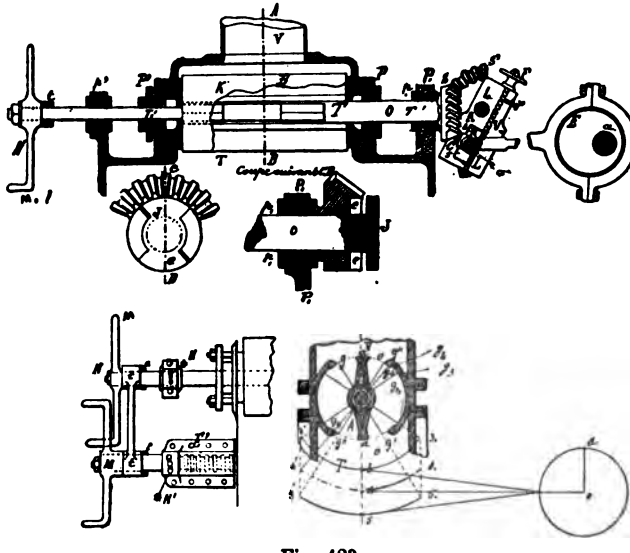


Fig. 123.

la vis M dans un sens ou dans l'autre on enclenche ou l'on déclenche les segments *ss* des entailles *ee* de même forme pratiquées dans l'épaisseur du secteur SS; ce secteur est terminé par une partie avec gorge circulaire et rectangulaire dans laquelle est logée le coussinet P, l'empêchant de se déplacer longitudinalement; une vis *v* sert de frein à la vis V manœuvrant le coulisseau C de la rainure R de la pièce LL.

Ainsi donc, pour désembrayer la détente et immobiliser le mouvement du papillon K, il suffit de désemparer les segments *ss* de la tige T des entailles *ee* du secteur SS; les papillons KK n'étant plus entraînés, on les met verticalement à d'aide des leviers M_1; des freins N et N' fixent la vis centrale M et les tiges T dans leurs positions respectives. — Dans les machines anciennes du type Mazeline le rappel des tiges se faisait en même temps par une

traverse commune aux deux tiges, commandée par la vis M; mais comme les tiges de détente pouvaient présenter des résistances inégales dans les papillons KK, chaque tige avait son mouvement de rappel; l'opération d'enclenchement ou de déclenchement exigeait donc un homme à chaque volant de manœuvre de ces tiges, mais rendait la manœuvre plus certaine. Avec une vis M unique de rappel, un des *t* pouvait très bien s'enclencher ou se déclencher avant l'autre et même coincer le secteur *ss* qui continuait son mouvement, et par ce fait, les deux papillons KK de chaque boîte à détente ne conservaient plus leurs positions dues à leur entraînement normal; l'un des segments de la tige de détente au lieu de venir dans son entaille *ee* coinçait le secteur *ss* sur sa partie centrale extérieure.

Remarque. — Production de changement de la détente dans le changement de la position du coulisseau C dans la rainure R.

L'appareil de détente étant toujours déclenché au moment de la mise en marche afin de laisser la vapeur affluer librement dans la boîte à tiroir, et les papillons K de chaque détente placés verticalement. En marche, si l'on veut marcher à une introduction de 0, 3, 0, 4, 0, 5, on dispose donc le coulisseau C au repère indiqué dans la rainure R de la pièce LL; cela fait, on manœuvre le levier double VV et la vis centrale M dans un sens voulu pour enclencher la tige T de chaque détente avec le secteur SS denté. Chaque papillon K étant alors entraîné par le secteur *s's'* de la pièce LL, ce secteur animé d'un mouvement circulaire alternatif, viendra présenter ses arêtes *aa* devant les bords opposés *gg'* ou *g''g'''* des orifices *o* et *o'* de la boîte à détente B*a*. Pour l'instant supposons le coulisseau *c* situé à la partie inférieure de la rainure R au repère 5; dans son mouvement d'oscillation, les arêtes *aa* du papillon K viendront fermer les orifices *oo'* de la boîte de détente au $\frac{50}{100}$ de la course du piston; maintenant amenons le coulisseau *c* à la position 4 de la rainure, comme le chemin parcouru par le pied de la bielle de l'excentrique est toujours le même, les arêtes du papillon seront en g^4g^4 et pénétreront davantage dans la boîte à détente, anticipant davantage sur l'orifice; de même si le coulisseau vient en 3; on voit par ce changement de position que les arêtes du papilon KK dépassent de plus en plus les arêtes *o* et *o'* de l'orifice; elles restent donc moins longtemps devant l'orifice dont l'ouverture est constante; il s'ensuit donc que l'ouverture ou le temps pendant lequel cette ouverture est maintenue dépend de la position du coulisseau *c* dans la rainure R. On voit donc que le degré de l'introduction variera avec les rayons successifs du centre A de la pièce L avec le centre du coulisseau *c* commandé par la bielle de l'excentrique.

Ces détentes paraissaient très simples et très commodes; mais la résistance des tiges, par suite d'un mauvais entretien en rendait souvent la manœuvre difficile, puis ces papillons étant assez lourds, ils tombaient dans le fond de leur boîte par usure; le presse-étoupe de leurs tiges fuyaient presque d'une façon continue, et les papillons, n'étant plus concentriques à leurs boîtes fuyaient à leur partie supérieure; L'emploi de ces organes ne produisait donc pas une étanchéité suffisante pour s'apercevoir de l'économie que produit une détente établie dans de bonnes conditions elles n'ont jamais été employées que dans les appareils Mazeline.

Nouvelle disposition à course variable (fig. 124). — Conduite par un excentrique E claveté sur l'arbre auxiliaire A des tiroirs (système du Creusot).

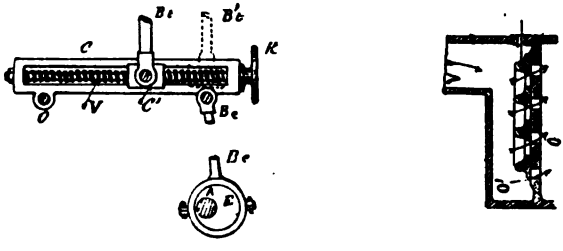


Fig. 124. — Vues 1 et 2.

Dans les machines actuelles du Creusot (*Courbet, Bayard*, etc.) l'organe de détente est également une plaque frottante, percée de plusieurs orifices glissant sur la cloison de la boîte à tiroir percée du même nombre d'orifices; cette plaque n'est donc qu'un tiroir à coquille à multiples orifices animée d'un mouvement rectiligne alternatif continu. Le mouvement leur est communiqué par un excentrique E calé sur l'arbre auxiliaire A des tiroirs dont la queue B*e* est reliée à une secteur rectiligne C possédant une rainure R dans laquelle se meut par la manœuvre d'une vis V un coulisseau C' portant deux tourillons sur lesquels sont articulés les fourches d'une bielle B*t*, dont l'autre extrémité est articulée à la tige du tiroir de détente; le coulisseau C oscille autour d'un axe O; les deux points *o* et *o* où est articulée la bielle B*c*, étant fixes, le coulisseau seul est mobile; en manœuvrant le K qui ne peut que tourner le coulisseau C dans lequel elle se visse peut donc occuper par son mouvement dans la rainure de C différentes positions qui produisent des courses différentes par conséquent des vitesses différentes au coulisseau et au tiroir de détente; donc avec des

vitesses différentes, le tiroir de détente couvrira plus ou moins rapidement les orifices de communication de la boîte à détente à la boîte à tiroir, et produira une introduction variable avec chaque vitesse, avec chaque position du coulisseau C dans la rainure R. Dans ce mouvement du coulisseau, on change donc à la fois et la course et l'angle de calage; arrivé le plus près du centre *o* d'oscillation, la course est presque nulle et les orifices de la détente sont ouverts en grand; il y a donc ouverture maximum à fin de course et plus de détente; le mouvement du tiroir est à peine sensible.

En dehors de cette détente spéciale, l'usine du Creusot obtient encore de la détente par les manivelles de rappel des biélles des secteurs. Le pied des bielles a son articulation sur une plaque portant un tourillon; cette plaque, par des saillies qui pénètrent dans des mortaises de même forme pratiquées sur la face extérieure de la manivelle de l'arbre auxiliaire. On remonte cette plaque qui en somme n'est qu'un coulisseau, et avec le tourillon qui la traverse terminé par une partie filetée munie d'un écrou, on applique les saillies de la plaque extérieure qui forme une des joues du coulisseau dans les mortaises de la face de la manivelle; si l'on remonte le coulisseau dans la rainure de la manivelle, on provoque un mouvement de cette manivelle, et l'on augmente par ce fait l'avance à l'introduction déterminée par le tiroir proprement dit; on peut donc conserver la position des secteurs dans la même position, tout en produisant une certaine détente par le changement de suspension du pied de la bielle de rappel, et cela pour chaque machine et d'une façon indépendante. Cette disposition est représentée dans les vues complètes d'ensemble des machines.

Il y a donc en résumé deux moyens de détente : par l'organe spécial et par les tiroirs sans toucher au secteur. — L'organe spécial est destiné seulement à l'admetteur et aux trois tiroirs par la manivelle et bielle de relevage.

Détente des Forges et Chantiers de la Méditerranée (fig. 125). — Cette détente se compose d'un cylindre PP percé de trois orifices circulaires $0, 0_1$ 0_2 glissant dans un cylindre P'P' ajusté dans la boîte à détente et percé également des mêmes orifices circulaires 1,2,3, communiquant avec le conduit B*t* B*t* annulaire de la boîte à tiroir. La vapeur arrive des chaudières par les deux tubulures *tv* et *t'v'* et se rend dans la boîte à détente et de là dans la boîte à tiroir en passant par les orifices o a_1 o_2 du piston PP et les orifices 1,2,3. Le piston PP étant à fourreau est conduit par la tige TT, articulée à une bielle *b*, qui aussi est articulée par sa tête au levier L oscillant autour d'un tourillon *a* dont le support est fixé sur la machine; sur ce levier L est fixé un bou-

ton *b'* s'emboîtant dans un coulisseau C engagé dans la rainure d'un secteur S à chaque extrémité duquel sont engagées les queues E et E' de deux excentriques calés sur l'arbre des tiroirs. Le mouvement est communiqué à l'arbre des tiroirs par les deux roues RR', disposition de la mise en train Mazeline R étant fixé sur l'arbre moteur A dont le centre est O, R' montée à frottement doux sur l'arbre des tiroirs. Les excentriques E et E' qui conduisent l'organe PP de détente par l'intermédiaire du secteurSS sont calés sur l'arbre des tiroirs *o'*. Le rayon de l'excentrique E fait avec la manivelle fictive *omf* et en arrière

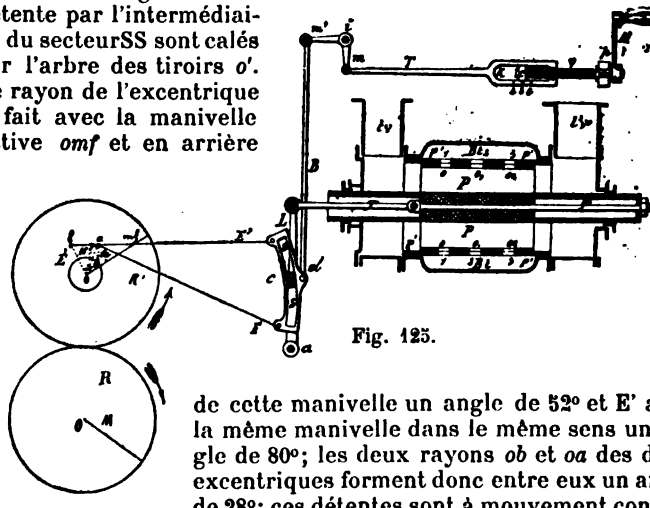


Fig. 125.

de cette manivelle un angle de 52° et E' avec la même manivelle dans le même sens un angle de 80°; les deux rayons *ob* et *oa* des deux excentriques forment donc entre eux un angle de 28°; ces détentes sont à mouvement continu et sans déclenche; elles produisent une introduction de 0,2 0,3 0,4 par rapport à la course du piston.

Pour la mise en marche, on les plaçait à la plus grande introduction possible. Le changement de détente, comme celles-ci ne pouvaient être déclenchées, s'opérait par la manœuvre de la manivelle M fixée sur une vis V emprisonnée dans un palier *p* et se vissant dans l'épaisseur *cc* d'une fourche *k* dont la tige T est articulée au bras *mi* d'un mouvement à sonnette *mim'* oscillant autour du tourillon *i*, l'autre bras *im'* du mouvement à sonnette est relié au secteur SS par la bielle B de suspension articulée au secteur SS au point *s*.

Pour produire la détente il suffirait donc de manœuvrer la manivelle M de façon à amener soit la bielle E' de l'excentrique E en regard du coulisseau C, soit celle de l'excentrique E, de façon à ce que ce soit l'un ou l'autre qui commande le secteur, et avec leur angle d'avance respectif par rapport à la manivelle fictive *mof*, on obtenait les degrés d'introduction indiqués ci-dessus en passant par des positions intermédiaires entre les

deux bielles E' et E; une indication sur la branche inférieure de la fourche K indiquait ce degré d'introduction.

Ce système de détente était très commode, on pouvait le régler en marche à volonté, il ne présentait aucune difficulté pour sa manœuvre. Mais tous ces systèmes qui étaient un progrès pour l'emploi des machines de 4 000 chevaux que l'on regardait comme des appareils puissants pour cette époque, mais à allure lente, tendent à disparaître avec les nouveaux appareils réellement puissants 6 000-12 000 et 30 000 chevaux et à haute pression.

Les changements peu sensibles s'opèrent à l'aide des secteurs Stéphenson, et par l'introduction successive d'un même poids de vapeur admis dans le cylindre admetteur, et distribué en outre dans chaque cylindre détendeur. La transmission de mouvement aux tiroirs est généralement le secteur de Stéphenson, mécanisme approprié à une introduction maximum et pouvant produire une détente suffisante dans l'admetteur, qui distribue son volume de vapeur reçu, dans le premier cylindre détendeur. L'inconvénient du système que nous venons de décrire était d'exiger pour chaque détente deux excentriques et une transmission de mouvement assez complète. Mais on ne considérait que la facilité de manœuvre; de n'avoir pas le souci de déclencher les appareils pour mettre en marche, et pour passer de la marche AV à la marche AR, on trouvait ce système commode et aussi économique que tous ceux qui étaient jusqu'alors employés : il était supérieur au système Mazeline qui paraissait plus simple, mais dont les inconvénients ne se révélaient que pendant la manœuvre des organes. L'enclenchement des papillons ne s'effectuait pas toujours en même temps ; il fallait procéder à des démontages fréquents des axes, si l'on ne voulait pas en marche s'exposer à ne pouvoir les embroyer d'une façon ordinaire, facile et sûre.

Détente Meyer. — Ce système de détente (fig. 126) qui est actuellement souvent employé sur les croiseurs, est à course constante et à recouvrements variables; le tiroir T dont le dos est à face plane ou en forme de D majuscule est parfaitement dressé, sur lequel glisse deux blocs *b* et *b'* ayant un écartement déterminé que l'on fait varier par la manœuvre d'une vis A possédant deux pas contraires se vissant dans les écrous *ee'* noyés dans les blocs. — On peut donc à volonté par la manœuvre judicieuse de cette vis éloigner ou rapprocher les deux blocs.

Le tiroir T est à coquille et percé de deux, ou de quatre orifices *o,o*, dans lesquels passe la vapeur pour être ensuite distribuée par ses barrettes dans les conduits du cylindre. Ce système dont le principe général reste le même peut présenter quelques varia-

tions dans son application; nous donnerons les deux dispositions qui sont à peu près les seules employées.

Cette détente est conduite par un seul excentrique à calage

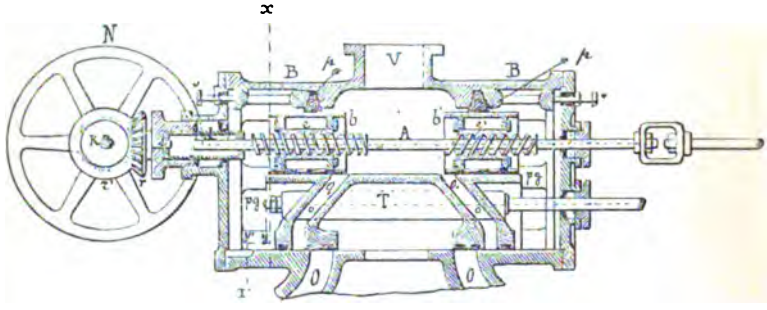


Fig. 126. — Vue 1.

OO, orifices du cylindre.
BB, boîte à tiroir et à détente.
T, tiroir en coquille percé des deux orifices *o'o'* à surface plane et polie.
o'o', orifices du tiroir.
aa, arêtes d'introduction des barrettes du tiroir.
cc, arêtes d'évacuation dans l'orifice commun Er.
bb, blocs de la détente accumulés par deux écrous vissés sur la vis A à pas contraire pour chaque écrou.
A, vis de commande des deux blocs *b* et *b'* les rapprochant ou les écartant en même temps selon le sens à droite ou à gauche communiqué à la vis A.
Les blocs *b* et *b'* sont appliqués sur la face extérieure du tiroir par les garnitures métalliques *pp* et les lanternes LL qui les appuient à des vis *vv* appuient ces lanternes.
r, tuyau d'arrivée de vapeur dans la boîte à détente.

fixe, à course constante, monté sur l'arbre de commande des tiroirs ou sur l'arbre moteur selon la disposition de la machine. On modifie le degré de détente en modifiant le degré de recouvrement; c'est-à-dire en modifiant l'écartement des deux blocs *b* et *b'* par rapport aux orifices *o,o*, du dos du tiroir.

Coupe suivant *x y y' x*

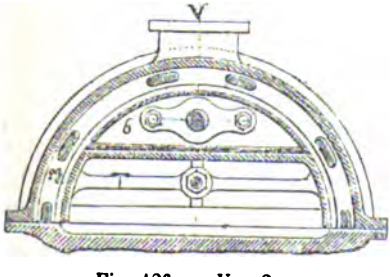
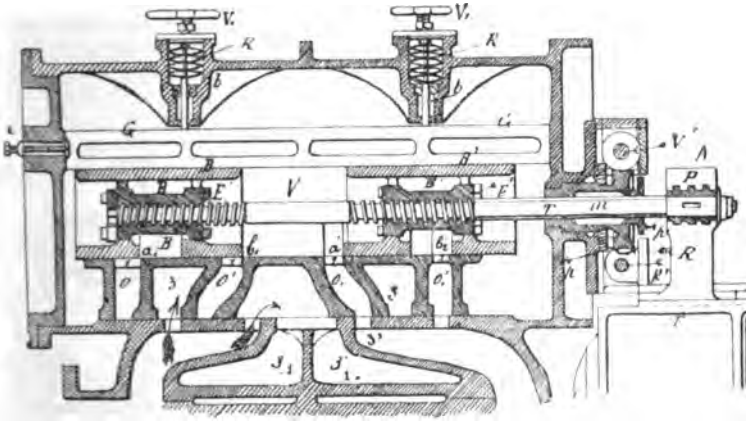


Fig. 126. — Vue 2.

Transmission du mouvement aux blocs *bb* pour faire varier leur écartement.

L'extrémité de la tige A portant les vis de pas contraire est terminée par une partie carrée qui s'emmanche à frottement doux dans un trou de même forme de la douille *d*. Sur cette douille est claveté l'axe du pignon d'angle *r*, ce pignon engrené avec un autre pignon *r'* claveté sur un axe K à l'extrémité duquel est monté un volant N.

En agissant sur ce volant, on imprime un mouvement de rotation aux deux pignons d'angle *rr'*, à la double *d* et à la vis A; on rapproche ou l'on éloigne les blocs *bb'* selon le sens de la rotation imprimé à N. Dans le premier cas, on augmente les recouvrements en les rapprochant des orifices *o,o*, du dos du tiroir et



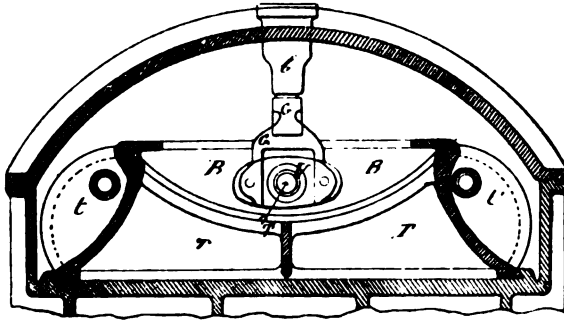


Fig. 127. — Vues 1 et 2.

par suite on augmente le degré de détente qui peut varier de 0,44 à 0,64; les dimensions des blocs *b* et *b'* sont telles que l'introduction de la vapeur a toujours lieu par les arêtes intérieures de ces blocs *bb'*. Il ne faut pas que quand le tiroir est en communication avec l'évacuation un bloc puisse permettre l'introduction de ce côté.

L'écartement de ces derniers diminue au contraire le degré de détente, et lorsque l'on appareille, ou que l'on veut suspendre

l'action de la détente on donne aux blocs *b* et *b'* leur maximmm d'écartement.

Disposition de l'« Aréthuse ». — Le tiroir T est également à coquille à doubles orifices, la forme du dos est celle d'un D majuscule, percé des quatre orifices *o* et *o'* bas vapeur $o_1o'_1$ haut vapeur; les blocs BB' sont percés eux-mêmes des orifices *o''o''*; ils introduisent la vapeur dans les orifices oo'-o_1o_1' du tiroir par leurs arêtes a_1b_1-a_1b_1. Le rapprochement ou l'éloignement des blocs est pro-

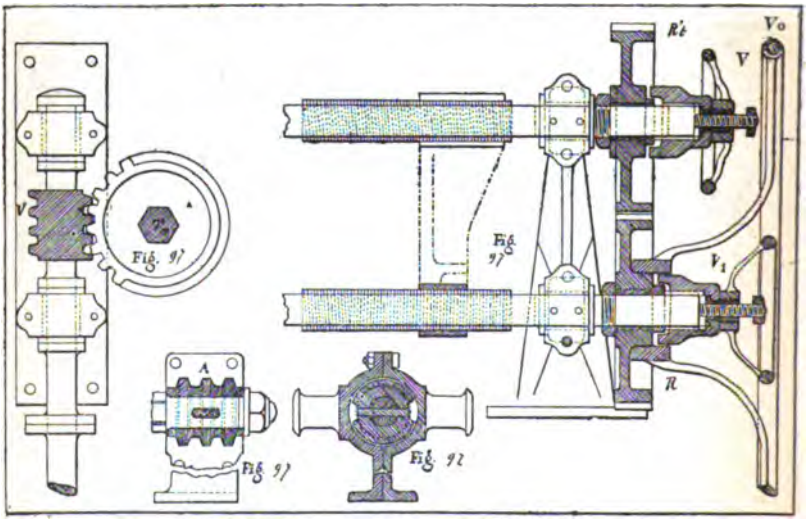


Fig. 127. — Vue 3.

duit par le mouvement de la tige T portant deux vis V de pas contraire et engrenant dans les écrous E et E' des blocs de détente BB', la tige T est terminée par un palier de butée P elle est mise en mouvement par une vis sans fin V' actionnant un pignon *p* monté sur cette tige. Une traverse GG appuyée par les vis V,V, et des ressorts appuie sur le dos des blocs. On conçoit facilement la production de la détente ou la fermeture des orifices à une certaine partie de la course du piston; le tiroir de distribution et les blocs de détente, étant conduits l'un et l'autre par des excentriques dont les rayons font des angles différents avec la manivelle motrice, et entre eux, marchant à un moment donné dans un sens contraire, et les barrettes des blocs venir rencontrer les bords des orifices

du tiroir et fermer ces orifices, et ils les fermeront d'autant plus tôt que les blocs seront plus rapprochés.

Dans la distribution par le système Joy et Marschal, la disposition du mécanisme pour conduire les tiroirs, permet de produire de la détente sans apporter une modification sensible dans les éléments de régulation du tiroir.

On peut faire varier les détentes de l'admetteur et les détendeurs à volonté. Pour la manœuvre commune, embrayer les deux volants V_0 et V_1 qui commandent les détentes et agir sur le volant V_0, avec les engrenages R'*t* et R, on manœuvre les trois détentes. Désembrayer V et V_1, on ne manœuvrera que T*e*; embrayer V en manœuvre T*m* détente milieu, embrayer *v* on manœuvrera T*m* détente admetteur.

Considérations sur l'emploi de la détente, ses avantages ses inconvénients (fig. 128) :

Ses avantages.

Pour la même pression initiale et le même poids de vapeur dépensé dans le cylindre et par conséquent pour la même quantité de charbon brûlé, l'emploi de la détente produit un travail plus grand. Cet avantage peut être mis *grosso modo* à jour par une courbe (fig. 128). En effet, supposons que la course d'un piston soit représentée par *ab* et que la pression du cylindre exercée sur le piston soit *ac* perpendiculaire à *ab* et soit constante pendant toute la course du piston, le travail exprimé pendant une course sera donc représenté par le rectangle *abfc*; *ab* représentant à une certaine échelle la course du piston et *ac* la pression en kilogrammes par centimètre carré. Si au contraire, nous n'introduisons de la vapeur dans le cylindre que pendant la fraction *ag* de la course du piston; d'après la loi de Mariotte la loi de la pression sur le piston pendant l'autre partie *gf* de la course du piston sera représentée par la courbe *gm* et le travail par la surface *abmgc*, différant seulement du premier de la partie *mgf*; sans dépense de vapeur, on aura donc gagné la partie *dbmg*. Avec l'emploi de la détente on peut donc diminuer le nombre des chaudières à allumer pour produire le même travail indiqué, d'où économie de la perte d'allumage, de l'échauffement de l'eau sans produire de travail jusqu'au moment d'arriver à la pression de régime.

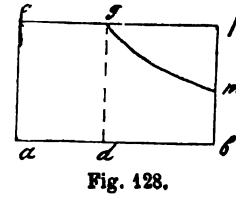


Fig. 128.

Dans l'allumage des chaudières, il y a perte de chaleur pour les annexes sous pression et perte lorsqu'on les laisse refroidir, éviter de les allumer par l'emploi judicieux de la détente; c'est donc économiser cette première dépense. Il faut avoir assez de

chaudières allumées pour ne pas tracasser les feux, ce qui serait une cause de mauvaise utilisation du combustible.

Mais pour obtenir la puissance maximum des machines en prévision d'une détente, il faut un cylindre plus grand pour produire le même nombre de chevaux qu'à pleine introduction et par conséquent une machine plus volumineuse, plus exposée au refroidissement les cylindres étant plus grands; employer des pistons et des bielles plus lourdes, ne permettant qu'une vitesse modérée. On s'est beaucoup occupé dans la construction des machines à haute pression des abaissements de la température de la vapeur dans les cylindres par suite de l'emploi d'une grande détente, c'est ce qui a donné lieu aux enveloppes des cylindres et au réchauffage énergique que l'on y opère pour empêcher les condensations. Ces mesures de construction et de réchauffage entrent dans les inconvénients présentés par la détente.

L'emploi de la détente est encore avantageux au point de vue du fonctionnement des organes de la machine; car, la pression diminuant progressivement sur le piston à partir du moment où cesse l'introduction jusqu'à la fin de sa course; à son point mort, et au moment où il va revenir sur ses pas, l'énergie de la vapeur et de tous les organes en mouvement sera moins grande que si la pression était restée constante pendant toute la durée de la course. Les chocs qui se produisent au renversement du sens de la marche seront donc diminués. Dans les machines à condensation, par l'effet de cet abaissement de pression et de température, l'équilibre s'établit plus rapidement avec le condenseur, la condensation étant plus rapide; la surface réfrigérante peut être diminuée si le condenseur est par surface, ou l'eau d'injection peut être diminuée si le condenseur est par mélange. Dans les anciennes machines Woolf à trois cylindres égaux et à moyenne pression où V_1 représentait le volume final de la détente et V celui de la vapeur introduite, le rapport $\frac{V^1}{V}$ ne dépassait pas 2,5. Avec les nouveaux appareils à haute pression, la limite $\frac{V_1}{V}$ ou de la détente a été poussée jusqu'à 6-10 et même 12, et ce dernier chiffre est même dépassé dans les machines à vapeur de l'industrie.

Mais il y a une limite pratique qui s'impose à la durée de la détente ; c'est-à-dire qu'il ne faut pas arriver au point où la contre-pression arriverait à être supérieure à la pression qui existe dans le cylindre, ou que la pression qui pousse le piston sur une de ses faces soit inférieure à la fin de sa course à la pression qui existe dans le récipient où s'évacue la vapeur, et agissant en sens contraire sur l'autre face du piston. Si la contre-pression indiquée par une courbe était supérieure, à un moment donné de la course du piston, à la pression motrice, le piston de ce cylindre

travaillerait à rebours, et ce ne serait que grâce à la position de sa manivelle et à celle de l'autre cylindre que le mouvement pourrait continuer. La courbe d'indicateur n° 2 de la figure 129, indique ce fait qui s'est passé dans l'essai d'une machine; cette courbe fait clairement ressortir que de *m* en *n* le travail du piston était négatif; la détente était donc trop prolongée, et au lieu de produire une économie, elle nécessitait une dépense inutile, et même contraire au bon fonctionnement de la machine. Sur cette courbe la ligne *hn* représente la contre-pression ou la pression dans le condenseur ou celle qui existe dans la boîte à tiroir du premier cylindre détendeur; la courbe n° 1 indique la pression dans le deuxième cylindre et *xy* la ligne atmosphérique dite ligne neutre ou sans pression.

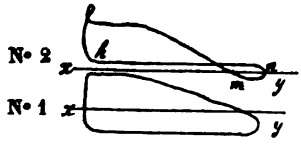


Fig. 129.

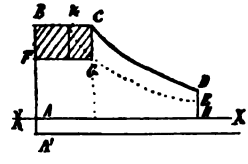


Fig. 130.

Ainsi que nous l'avons vu, la détente chaque fois qu'elle s'effectue dans des limites convenables procure un excédent de travail; de plus elle facilite le mouvement de la machine; elle atténue les chocs qui tendent à se produire aux bouts de course du piston; elle permet de réduire la vitesse de la machine d'une façon plus économique que par les changements d'ouverture du registre. En effet, représentons par AH (fig. 130) la course du piston d'un cylindre, d'un diamètre quelconque, et par AB la pression initiale de la vapeur et soit BC le volume de vapeur introduit par l'organe de détente dans le cylindre; au point C de la course du piston la pression variant suivant la courbe CD relative aux gaz permanents, le travail produit sera donc représenté par la surface ABCDH; maintenant étranglons le registre; par suite de cet étranglement et du volume libre du cylindre produit par la marche du piston, la pression initiale diminue, et est représentée par la verticale AF; en G le point de fermeture du tiroir ou de la détente a également lieu, à la même fraction BC de la course du piston; traçons en G la courbe GE de la détente correspondante à la pression initiale AF, prolongeons-la jusqu'en K, point de rencontre avec BC. La surface ABKGEH représentera le travail dû à un volume BK de vapeur à la pression initiale AB des chaudières, tandis que la surface AFGEN représentera celui d'un même poids de vapeur, mais à la pression AF. En comparant ces deux surfaces, on voit que par l'emploi de la détente, on obtient sur la fermeture du

registre ou sur l'abaissement de la pression de AB en AF de la pression initiale aux chaudières, un excédent de travail représenté par la surface FBGK. La diminution de la pression aux chaudières donne toujours lieu à une moins bonne utilisation de la vapeur, il faut toujours lui communiquer le même nombre de calories quelle que soit la pression, il faut conserver à la vapeur tout le ressort d'une haute pression. La fermeture du registre ou l'abaissement de la pression aux chaudières ne doit être employé pour celles-ci que par mesure de sécurité, et pour la manœuvre du registre qu'en cas de manœuvre de la machine; mais ces moyens doivent être rigoureusement écartés pour une traversée d'une certaine durée.

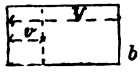


Fig. 131.

L'organe de détente doit être simple, facile à manœuvrer et être efficace dans ses effets; il est à remarquer que les papillons sont peu étanches et produisent plutôt un étranglement de la vapeur qu'une fermeture complète donnant lieu à une détente réelle. L'emploi d'un

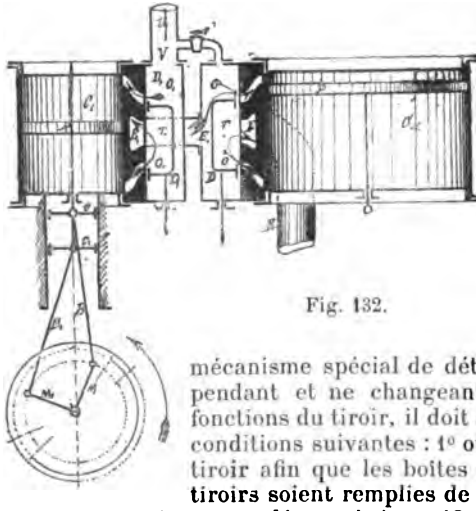


Fig. 132.

mécanisme spécial de détente est indépendant et ne changeant en rien les fonctions du tiroir, il doit satisfaire aux conditions suivantes : 1° ouvrir avant le tiroir afin que les boîtes à vapeur des tiroirs soient remplies de vapeur avant le moment où ces derniers vont découvrir les orifices d'introduction aux cylindres; 2° fermer avant le tiroir.

La détente produite par les secteurs Stéphenson, pour rester dans de bonnes conditions de régulation doit être comprise entre 0,35 et 0,30; c'est-à-dire correspondre à une introduction de 0,65 à 0,70 de la course du piston; en s'écartant de ces indications, on peut déterminer des perturbations dans la régulation, comme nous le verrons dans la description des mises en train et

dans l'étude du secteur, soit à bielles décroisées ou à bielles croisées. Les éléments de la régulation, avance à l'introduction, à la compression, à l'évacuation subiraient des modifications incompatibles avec le bon fonctionnement de la machine ; il pourrait en résulter une mauvaise utilisation de la vapeur et des chocs dans les organes de la machine.

Bien que nous aurons à nous entretenir des expressions d'introduction et de détente, disons cependant de suite que l'on appelle introduction le rapport entre le volume de vapeur introduit partiellement dans le cylindre et le volume total pendant une course (fig. 131). Ainsi, si nous désignons par v le volume initial de vapeur introduit dans un cylindre qui peut être distribué dans un autre, sans nouvelle addition de vapeur et par V le volume final pendant une course, le rapport $\frac{v}{V}$ représentera la valeur de l'introduction. On l'indique, soit en raison de la fraction de la course du piston, soit en raison des volumes du ou des cylindres en communication ; elle équivaut généralement au 1/3 ou au 1/4 de la course du piston admetteur ou du volume total $\frac{v}{V}$ représentera la valeur de la détente (fig. 131).

Ce genre de détente obtenue par le passage d'un volume v de vapeur à un volume V est ce que l'on appelle la détente au Woolf; dans la figure 131 *ab* représente la course totale du piston, *a*K le point de fermeture du tiroir, v le volume *a*K et V*a* volume *ab* total.

La détente au Woolf est représentée par les figures 132-133-134-135 ; dans la figure 132, la vapeur arrive de la chaudière par le tuyau V et se rend dans la boîte D_1 du tiroir admetteur T_1 qui la distribue dans le cylindre admetteur C_1, puis évacuée par le tuyau E_1E_1 dans la boîte du tiroir T du cylindre détendeur C*d* puis évacuée par l'orifice E au condenseur.

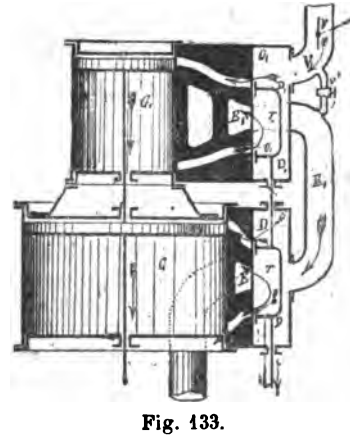


Fig. 133.

La figure 133 indique une autre disposition des cylindres, la vapeur arrivant par le tuyau V, se rend également dans la boîte D_1 du tiroir T_1 du cylindre admetteur C_1 et de là évacuée dans la boîte D du tiroir T, etc., un robinet v' placé sur une petite tubulure t' met le tuyau de l'arrivée de la vapeur avec le

tuyau d'évacuation à la boîte à tiroir du cylindre détendeur afin de faciliter la mise en marche.

Les figures 134 et 135 représentent d'autres dispositions dans la figure 134 la vapeur arrive par le tuyau A*r* elle entoure le cylindre admetteur, puis vient se rendre dans la boîte du tiroir T*a* de l'admetteur, puis prend la direction indiquée par les flèches pour venir dans la boîte du tiroir du détendeur T*d* et de là au condenseur, après avoir fait son effet dans le détendeur.

Dans la figure 135 à trois cylindres la vapeur arrive dans le tuyau V', le cylindre admetteur ayant deux tiroirs, la vapeur se rend dans chacune des boîtes par les tubulures *v'* et V' et de là,

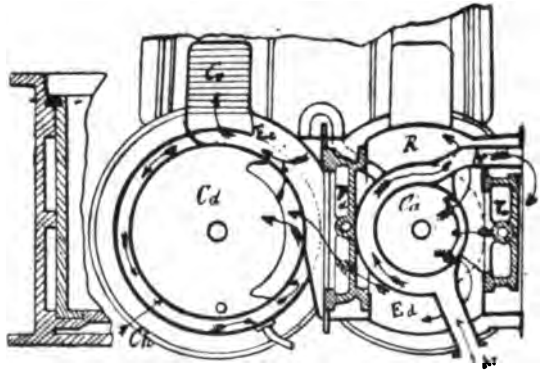
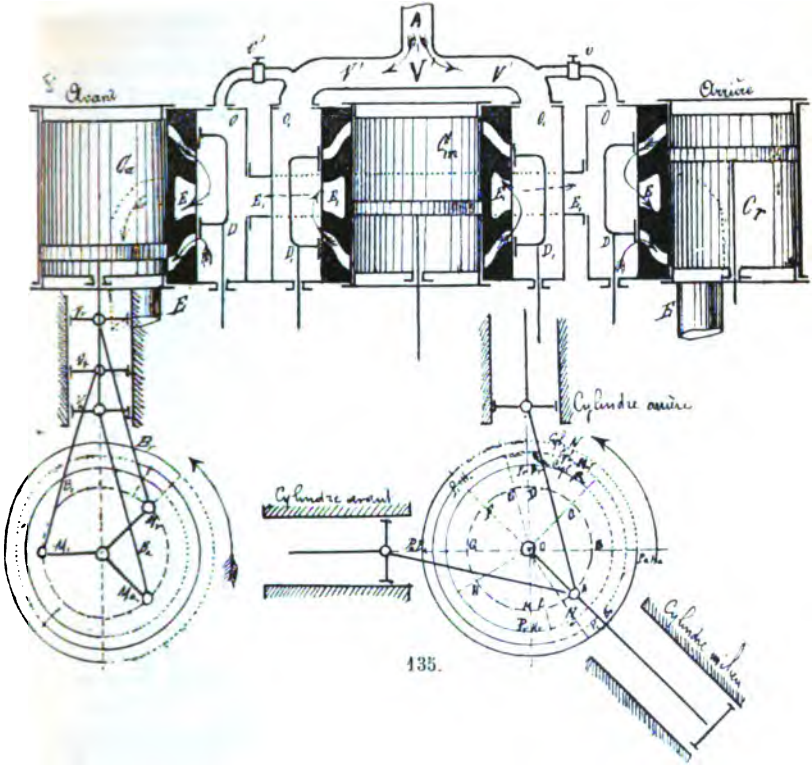


Fig. 134.

après avoir agit dans l'admetteur, elle se rend successivement dans les boîtes à tiroir des cylindres détendeurs une tubulure *v'* facilite le départ.

Dans les nouvelles machines à haute pression, 17 kilogrammes, aux chaudières et 12 kilogrammes au détendeur régulateur de la pression, les machines peuvent être horizontales ou verticales à trois ou à quatre cylindres, les deux derniers ayant le même diamètre ; la vapeur est distribuée, dite en cascade ; elle arrive d'abord dans le premier cylindre puis successivement dans les deuxième, troisième et quatrième et de là au condenseur.

Ces dispositions sont représentées par les planches du *Fleurus*, du *Chasseloup-Laubat* et du *Cassini*. En résumé l'organe de détente a une régulation spéciale, ne s'occupant que de la durée de l'introduction et non de son évacuation ; il laisse au tiroir toutes ses fonctions.



FIGURES EXPLICATIVES SUR LE FONCTIONNEMENT DES DIFFÉRENTES DÉTENTES

Pendant la période de FF de la révolution de l'arbre sur lequel sont montées les cames, le galet roulera sur la partie IK et ik du manchon des cames, la soupape restera appliquée sur son siège; mais aussitôt que la naissance de la saillie de la courbe d'une came sera en contact avec le galet, la soupape commencera à se soulager et sera ouverte en grand lorsque le galet appuiera sur la partie extérieure de la saillie de la came, et cela pendant toute l'amplitude de la saillie. La durée de l'introduction dépendra donc complètement de la longueur de cet arc de contact. On conçoit donc facilement que l'on peut faire varier à volonté la durée de la période d'introduction et faire commencer cette période

avant l'ouverture du tiroir afin que ce dernier n'attente pas après la vapeur.

Dans les machines de l'*Iphigénie* et de la *Naïade* avec deux jeux de cames, l'un pour l'introduction et l'autre pour l'évacua-

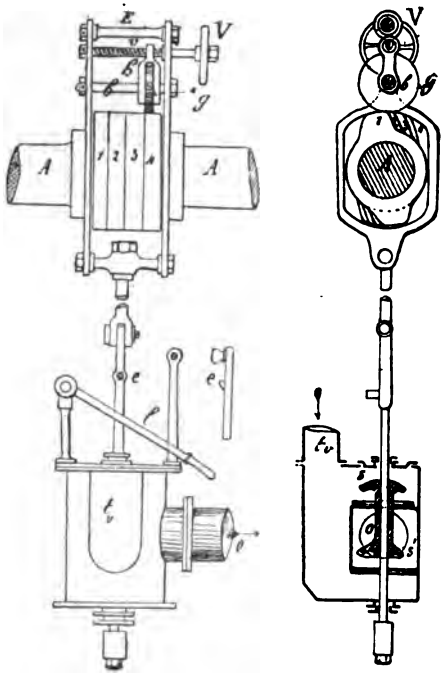


Fig. 136. — Vues 1 et 2.

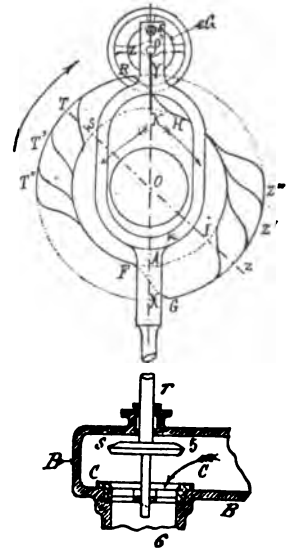


Fig. 137.

tion, on obtient la même régulation qu'avec un tiroir ordinaire. Pour faire varier la durée de l'introduction, il suffira donc de manœuvrer le volant V et d'amener le galet *g* en contact avec l'un ou l'autre came dont la longueur de l'arc de partage est réglée pour assurer une introduction prévue.

Organe de détente conduit par un excentrique à calage variable, l'obturateur ouvrant en grand à fin de course ou à demi-course (schema) (fig. 138). Supposons d'abord que l'obturateur ouvre en grand à fin de course. Prenons pour simplifier une barrette A glissant sur une plaque percée d'un seul orifice X et supposons que l'angle de calage MOD et les recouvrements de la barrette A sur l'orifice X aient été établis pour que l'organe de détente procure

juste l'avance 0,01 déterminée du tiroir, le piston étant à son point mort bas, l'excentrique étant à calage variable, on peut donc le déplacer sur l'arbre et augmenter par conséquent son angle de calage et par suite l'avance à l'introduction, et augmenter la période de détente. Par cette facilité de déplacer l'excentrique on pourra donc obtenir des points de fermeture à l'orifice et à différentes positions de la course du piston ; il reste, bien entendu que

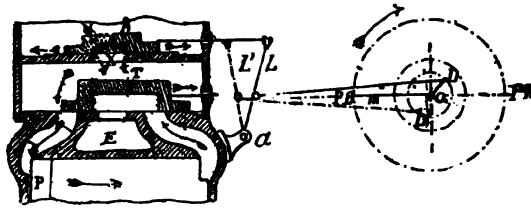


Fig. 138.

l'organe de détente ne règle que les périodes relatives à l'introduction, en laissant au tiroir ses fonctions naturelles, d'avance à l'introduction, à la compression et à l'évacuation. Pour la course montante du piston, la détente peut introduire la vapeur, soit par l'arête du *bas*, le rayon de l'excentrique étant en OD et le levier de commande en *a*L, soit par l'arête du haut, le rayon de l'excentrique étant alors sur le prolongement de OD en OD' directement opposé et le levier en *a*L, l'angle de calage ne restant pas le même pour chaque cas ; car, lorsqu'il s'agit d'introduire par l'arête du bas, l'angle de calage est MOD, l'organe monte, et lorsqu'on veut introduire par l'arête du haut le rayon est en OD' ayant déjà franchi sa demi-course et l'angle de calage est MOD' supplémentaire de MOD, cet angle est donc semblable à celui d'un tiroir en D.

Pour diminuer la course de l'organe et conserver la même section totale d'ouverture à l'introduction (fig. 139), on a multiplié le nombre des orifices sur la glace, et employé une barrette de détente percée de plusieurs orifices et s'ouvrant tous en même temps lorsqu'ils correspondent à ceux de la glace.

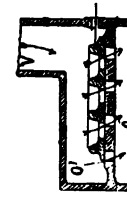


Fig. 139.

Fig. 140. Si l'obturateur ouvre en grand à mi-course, il pourra être représenté par une simple barrette percée d'un orifice central X' démasquant l'orifice X de la glace. Lorsque cette barrette est à mi-course, le rayon de l'excentrique occupant les positions 3 et 7, en supposant toujours que la longueur de la bielle est infinie et qu'elle reste parallèle à elle-même et à l'axe des cylindres et des tiroirs. L'obturateur

de détente peut régler l'introduction du bas, soit pendant sa course montante, soit pendant sa course descendante.

Prenons le premier cas et supposons qu'au moment de l'ouverture de la détente et de celle du tiroir, le piston moteur occupe la position correspondant à la manivelle OM à l'avance à l'introduction, l'organe de détente ne sera pas encore arrivé à sa demi-course et occupera la position 2, prêt à démarquer l'orifice X, le rayon de l'excentrique étant en OD, forme avec la manivelle OM un angle MOD plus petit que 90°, le sens de la rotation de l'arbre ayant lieu dans le sens de la flèche. Dans ce cas encore, l'augmentation de l'angle de calage augmente l'avance à la détente et comme la hauteur de l'orifice est fixe, cette augmentation diminue la période d'introduction. Si l'obturateur au contraire descend

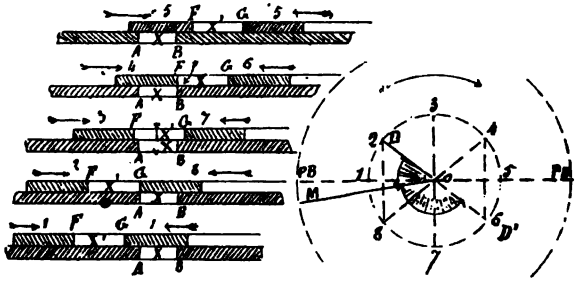


Fig. 140.

pour ouvrir à l'introduction du bas, la position du rayon de l'excentrique est sur le prolongement de OD en OD' position 6, et il n'est pas encore arrivé à sa demi-course au moment où l'avance va se produire ; il forme avec OM, un angle MOD' plus grand que 90°; mais en arrière du mouvement, l'organe de détente occupe la position 4-6. Contrairement au premier cas ; c'est donc en diminuant l'angle MOD' que l'on augmente l'avance à l'introduction et par conséquent la période de détente ; les deux angles MOD et MOD' représentant une demi-circonférence sont supplémentaires. Reprenons l'organe de détente montant pour ouvrir à l'introduction du bas, et prenons son point de départ à son point mort bas à la position 1, l'orifice X étant complètement fermé ; la rotation ayant lieu dans le sens de la flèche, l'organe de détente monte, et le rayon de son excentrique arrive à la position 2, position qui correspond au moment de l'avance à l'introduction; l'arête G démasque l'orifice X et la vapeur s'introduit dans la boîte à tiroir; à la position 3 l'obturateur est à mi-course et découvre en grand l'orifice X et en tenant compte des hauteurs des orifices X et X' l'ouverture pendant toute la fraction de course et égale à la dif-

férence de ces deux hauteurs. Dans la position 4, l'arête F correspondant à l'arête B de l'orifice, cet orifice est fermé.

A la position 5 l'obturateur de détente est à son point mort haut. Pendant la course descendante, l'obturateur de détente passe par des positions symétriques de la course montante, mais inverses à celles-ci par rapport aux diamètres des points morts. Les arêtes F et B ouvrent pour l'introduction du haut et les arêtes G et A pour la fermeture. Comme nous l'avons déjà fait remarquer si l'obturateur ouvrait l'introduction bas en descendant, le rayon de l'excentrique au lieu d'être en OD serait en OD' en six prolongements de OD au moment de l'avance à l'introduction; dans ce cas les arêtes F et B serviraient à l'introduction et les arêtes G et A à la fermeture (détentes du Creusot et d'Indret, fig. 120 et 121).

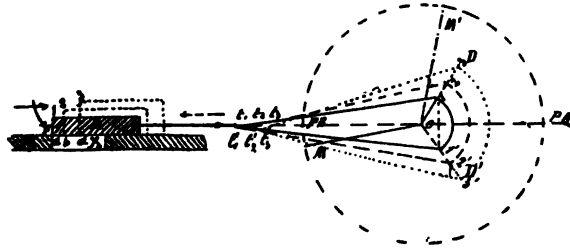


Fig. 141.

(Fig. 141.) Organe de détente variable conduit par un seul excentrique à calage fixe, la course de l'obturateur étant variable et ouvrant en grand à fin de course à mi-course (papillon Mazeline et Creusot). La variation de la course s'obtient généralement en faisant varier la longueur d'un levier servant d'intermédiaire entre l'excentrique et l'obturateur, ce levier est conduit directement par la bielle de l'excentrique. Considérons d'abord le cas où l'obturateur ouvre en grand à fin de course. Lorsque le piston est distant de son point mort bas de la quantité qui correspond à l'avance, à l'introduction, sa manivelle est en OM, le bord F de la barrette A est prête à démasquer l'orifice X, le rayon de l'excentrique est dans la position OD, l'angle de calage est alors MOD. Si nous prenons dans cette position, l'obturateur étant prêt d'ouvrir, le centre de l'excentrique en 1 et un rayon égal à 01, le pied de la bielle est en t_1; si le rayon du levier devient successivement 02-03 plus grand que 01, que 02, le pied de la bielle occupera par ce fait, t_2 t_3 et l'arête F de la barrette A celles de 2 et 3; c'est-à-dire qu'elle démasquera l'orifice des quantités *ab* et *ad*, par ce simple changement de la course. Prenons maintenant le

rayon de l'excentrique en OD', avec le rayon 01'; l'orifice X est juste fermé. En passant de 01' à 02'-0 03' l'orifice X est encore ouvert des mêmes quantités *ab* et *ad*; on voit donc que l'on augmente la valeur de l'angle de calage en augmentant la course de l'organe.

(Fig. 142.) Supposons maintenant que l'organe de détente ouvre en grand à mi-course. Prenons le piston dans la même position, sa manivelle en OM correspondant à l'avance à l'introduction et celle de l'organe de détente en OD, faisant avec le rayon OM de la manivelle un angle MOD plus petit que 90°; l'arête F étant prête à découvrir l'orifice X, vue n° 1, et si le rayon de l'excentrique passe de la longueur 01 à celles plus petites 02 — 03 (vue 2), la barrette F se trouve repoussée sur la gauche et démasque l'orifice X des quantités *fg* et *fh* toujours croissantes, et que si le rayon de

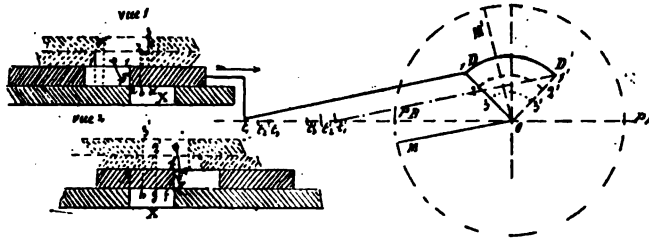


Fig. 142.

l'excentrique devient nul, l'obturateur ouvre en grand en se plaçant à mi-course. Il en résulte donc dans ce cas que l'angle d'avance augmente quand la course diminue.

(Fig. 142.) Reprenons l'obturateur conduit par le plus grand rayon 01 et prenons-le à la position 1' au moment où il va fermer l'orifice (vue 2) à cette position, la mi-course est franchie ; si alors nous lui faisons successivement occuper les positions 2'-3', l'arête F sera repoussée sur la gauche et l'orifice sera encore découvert des quantités *fh* et *fg*, et si le rayon devient nul, l'obturateur se place à mi-course, ouvrant l'orifice en grand, par suite la période d'introduction augmente avec la diminution de la course.

Dans les détentes Meyer, comme nous l'avons déjà vu, quand on rapproche les blocs, ou qu'on les éloigne, cela produit le même effet que si l'on diminuait ou que si l'on augmentait l'angle de calage.

SIXIÈME ORGANE. — LES MISES EN TRAIN

D. — Qu'est-ce qu'une mise en train ?

R. — On appelle *mise en train*, tout mécanisme qui permet plus ou moins facilement et promptement de mettre en marche et de renverser le sens de la marche de la machine ; c'est-à-dire de marcher dans le sens avant, dans le sens AR et de passer rapidement d'une marche à l'autre. Comme nous le verrons plus tard lorsque la mise en train se compose de deux excentriques dont les queues sont reliées aux extrémités d'un secteur de Stéphenson, on peut non seulement avec ce système passer d'une marche à l'autre, mais aussi produire de la détente.

Si le pas d'une hélice est à droite et que le navire avance lorsque la manivelle d'une machine horizontale et à bielle en retour parcourt la demi-circonférence supérieure en tournant de gauche à droite et la demi-circonférence inférieure de droite à gauche, on dit que la machine marche en avant.

Pour une machine horizontale à bielle directe, les cylindres étant placés à *bâbord*, le sens de la rotation de la manivelle est le même que celui de la bielle en retour, les cylindres étant à tribord, il est inverse lorsque les cylindres pour ce deuxième cas sont placés à tribord ; ce qui arrive aussi pour les machines dont les cylindres sont placés en quinconce.

Pour une machine à pilon, on dit qu'elle marche en avant lorsque la manivelle parcourt, dans les mêmes conditions du pas de l'hélice, la demi-circonférence de gauche en montant et la demi-circonférence de droite en descendant.

Pour les machines à roues, la machine marche en avant, lorsque la manivelle parcourt la demi-circonférence arrière en montant et la demi-circonférence avant en descendant.

Ces machines marchent en arrière, lorsque la manivelle parcourt ces mêmes demi-circonférences verticales en sens inverse.

On dit que le tiroir est conduit directement, lorsque la manivelle ou l'excentrique qui le conduit est calé sur l'arbre moteur et que le prolongement de la direction du chemin parcouru par le pied de sa bielle passe par le centre de l'arbre moteur sur lequel il est calé.

Il n'est pas conduit directement, lorsque son mouvement lui est communiqué par des manivelles ou des excentriques calés sur un arbre intermédiaire actionné par des engrenages droits du même diamètre, ou par des leviers.

ANGLE DE CALAGE ; ANGLE DE TOC

D. — Dans une mise en train en dehors du mécanisme, de quels éléments doit-on tenir compte ?

R. — 1° De l'angle de calage.

2° De l'angle de toc.

D. — Qu'appelle-t-on angle de calage ?

R. — On appelle angle de calage (fig. 143, vues 1 et 2) l'angle MOT*c* formé par l'axe de la manivelle MO avec l'axe OT*c* du rayon de l'excentrique ou celui de la manivelle qui le conduit, cet angle étant en avant du mouvement de la manivelle motrice MO pour un tiroir en coquille, cet angle est MOT*d* pour un tiroir en D et en

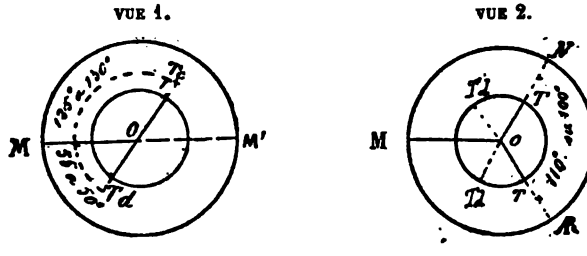


Fig. 143. — Vues 1 et 2.

arrière du mouvement de la manivelle MO. Pour la marche AR, pour les mêmes tiroirs les angles de calage sont MOT'*c* et MOT'*d*;

Pour un tiroir en coquille la valeur de cet angle varie entre 120° et 125° en moyenne, et on porte cette valeur de MO en T*c*, la manivelle motrice étant placée au point mort bas ou haut et dans le sens du mouvement. Pour un tiroir en D, comme ce tiroir introduit par les arêtes opposées à celles d'un tiroir en coquille, le rayon de la manivelle ou celui de l'excentrique qui conduit ce tiroir en coquille, lui est donc directement opposé, c'est-à-dire qu'il forme en arrière de la manivelle motrice MO et avec cette manivelle un angle de 55 à 60°. Différence de 180° entre 120° à 125°; cette manivelle OT*d* est sur le prolongement de OT*c*.

D. — Qu'appelle-t-on angle de toc ?

R. — On appelle angle de toc (fig. 144) l'angle *aor* formé par les deux rayons *ao* et *or* de l'excentrique ou de la manivelle qui conduit directement le tiroir en coquille, ou son égal *r'oa'* pour un tiroir en D et pour les deux sens de la marche dans la figure 143 (vue 2), l'angle de calage est représenté par MOT*c* et l'angle de

toc par Tc O Tc valant en moyenne de 100 à 110° ; l'angle de calage du tiroir en D est MOT*d* pour la marche AV et MOT'*d* est égal et opposé à l'angle de toc d'un tiroir en coquille.

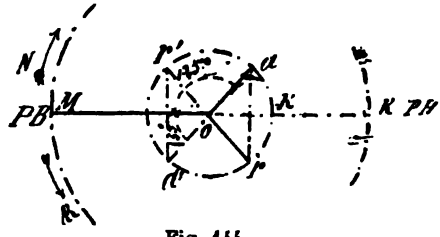


Fig. 144.

La dimension que nous avons indiquée pour l'angle de toc est celle d'un tiroir conduit directement, mais il n'en est pas toujours ainsi dans les différents systèmes de mise en train ; ainsi dans la mise en train Mazeline, l'angle du toc doit être augmenté du diamètre du tourillon qui s'engage dans la rainure de changement de marche et réparti par moitié de son diamètre à chaque extrémité de la rainure.

ANGLE D'AVANCE

D. — Qu'appelle-t-on angle d'avance ?

R. — On appelle angle d'avance, l'angle T'OT$_1$ complémentaire de l'angle de calage MOT$_1$, ou simplement l'angle formé par l'avance du rayon T, de l'excentrique sur 90° avec des bielles infinies.

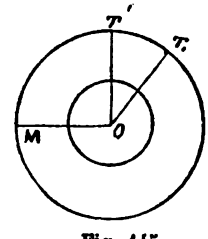


Fig. 145.

MANIVELLE FICTIVE

D. — Qu'est-ce que la manivelle fictive ?

R. — (Fig. 146.) Lorsque le tiroir n'est pas conduit directement, on appelle manivelle fictive, la droite M*f*O' parallèle à la manivelle motrice MO, passant par le centre de l'arbre sur lequel est monté l'excentrique conduisant le tiroir et dont l'axe se confond avec celui de la tige de ce dernier. Les points morts du piston et ceux du tiroir sont donc situés sur le prolongement de cette droite comme si le tiroir était conduit directement.

Pour déterminer cette manivelle fictive quand le tiroir n'est pas conduit directement, il suffit de placer le piston à l'un de ses

points morts, au point mort *bas* par exemple et de mener par le centre de l'arbre des tiroirs une droite O'M*f* parallèle à la manivelle motrice MO, et dont le prolongement se confond avec l'axe de la tige du tiroir.

Dans une position quelconque M', de la manivelle motrice la position de la manivelle fictive sera en M'*f* faisant avec M*f* le même angle que MO avec M'O, puisque les engrenages ont le même diamètre et marchent en sens inverse et le rayon de l'excentrique ou de la manivelle sera en OT_1 faisant avec la mani-

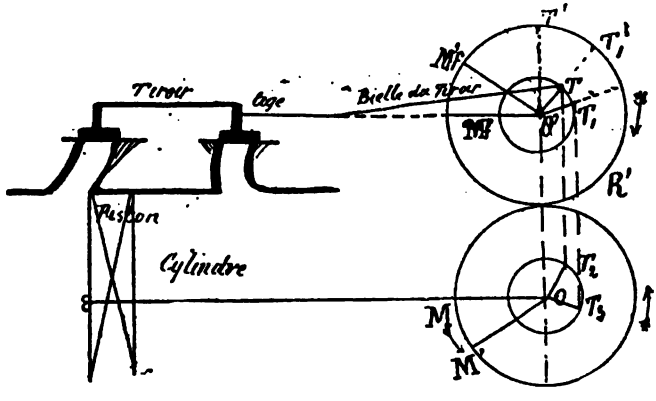


Fig. 146.

velle fictive M'*f*O' l'angle de calage M'*f*OT_1, égal à l'angle M*f*O'T. Si dans cette position M'O de la manivelle motrice, le tiroir était conduit directement, l'axe de sa manivelle ou le rayon de l'excentrique qui le conduit serait en OT_3, faisant avec la manivelle motrice M'O, l'angle de calage M'OT_3 égal à 120° ou 125, en projetant ce point sur la circonférence décrite par le rayon de l'excentrique calé sur l'arbre intermédiaire du tiroir en O'T_1 on aura la position du rayon de la manivelle ou de l'excentrique conduisant le tiroir et en portant l'angle MOT_3 à partir de O_1T_1 et sur la gauche ou en arrière de O'T_1 on aura la position O'M'*f* de la manivelle fictive.

PRINCIPE DU RENVERSEMENT DE MARCHE (fig. 147).

Soit OM la position de la manivelle du piston lorsque celui-ci est à son point mort bas que nous désignerons dorénavant par les deux lettres majuscules $\widehat{PB}$ son point mort bas et par

$\widehat{PH}$ son point mort haut. Les expressions $\widehat{TB}$ et $\widehat{TH}$ représenteront également le tiroir à ces positions, et pour les détentes aux mêmes points on les désignera par $\widehat{DB}$-$\widehat{DH}$.

Soit *oa* la position du rayon de l'excentrique ou celui de la manivelle conduisant le tiroir et faisant avec la manivelle motrice *Mo* l'angle *Moa* dit de calage et valant 125° pour le tiroir en coquille et 55° pour un tiroir en D et en arrière du mouvement ou de *Mo* pour la marche AV.

Si nous voulons marcher en AR, le piston restant dans la même position $\widehat{PB}$, il faudra donc déplacer la manivelle *oa* et l'amener en *or* faisant avec la manivelle motrice *Mo* le même angle *Mor* que

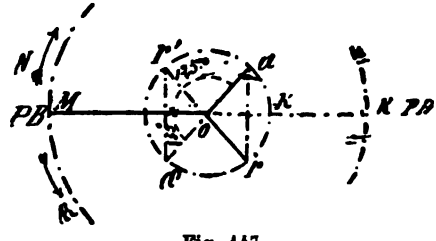


Fig. 147.

Moa; c'est-à-dire l'angle de *Mo* avec *oa* pour la marche avant. En prolongeant MO, comme les angles 1 et 2 sont égaux comme opposés par le sommet à des angles égaux et égaux à 55° chacun, le prolongement de *Mo* est perpendiculaire sur le milieu de la corde *ar*. La manivelle *Mo* étant à son point mort bas, la machine ne partirait pas ; donc il faut agir sur un deuxième piston dont la manivelle fera avec *Mo* un angle de 90°.

De même pour un tiroir en D, pour la marche AV, si l'angle de calage est *Moa'''* l'angle pour la marche AR sera *Mor'* égal à *Moa* ; et comme un tiroir en D introduit de la vapeur en sens contraire d'un tiroir en coquille pour obtenir la même marche du piston ; en prolongeant les rayons de l'excentrique ou de la manivelle correspondant à ces marches, on aura en *oa'* et en *or'* les rayons de l'excentrique ou de la manivelle pour la conduite du tiroir en D, *oa'* pour la marche AV et *op'* pour la marche AR.

Il résulte donc de ces dispositions que pour obtenir le renversement du sens de la marche, c'est-à-dire pour passer de la marche AV à la marche AR ; il faudra déplacer symétriquement le rayon de l'excentrique par rapport à la manivelle motrice qui reste immobile, si le tiroir est conduit directement, ou employer une deuxième manivelle ou un deuxième rayon d'excentrique occu-

pant juste la position correspondante à la position de marche AR de la manivelle conduisant directement le tiroir.

On arrive à ces renversements de marche par divers mécanismes basés dans leur transmission de mouvement, sur les conditions que nous venons d'établir.

MÉCANISMES DE RENVERSEMENT DE MARCHE

Ces mécanismes de renversement de marche consistent en deux systèmes principaux formant quatre variétés.

1er système	un seul excentrique à calage variable. (2 variétés).	1re variété avec déclenche. 2e variété sans déclenche.
2e système	deux excentriques à calage fixe.	1re variété avec déclenche. 2e variété sans déclenche.

Premier système, première variété à un seul excentrique à calage variable avec déclenche. — Ce système de mise en train était employé sur les machines à balancier et sur quelques machines

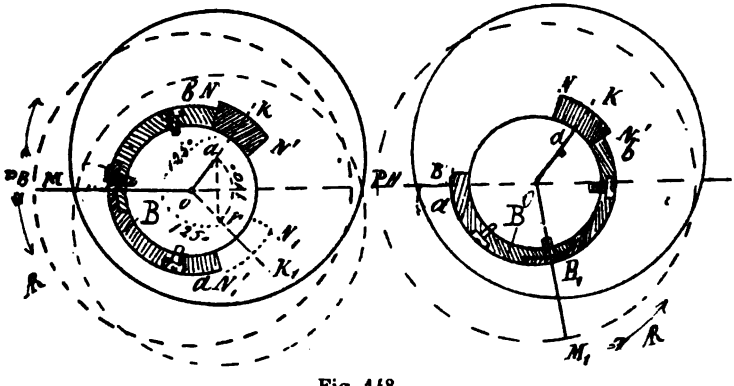


Fig. 148.

oscillantes. Comme nous l'avons déjà dit, dans ce système, c'est l'excentrique qui doit se déplacer, ce dernier doit donc être monté fou sur l'arbre. Si l'excentrique est monté à une des extrémités de l'arbre, son chariot peut être fondu d'une seule pièce, tandis que s'il est placé entre deux manivelles ou deux parties de l'arbre, il sera en deux parties réunies par des boulons. Il porte sur une de ses faces un excédent de matière NKN' appelée *toc;* sur l'arbre est fixé solidement une bande de fer à section rectan-

gulaire B appelee butoir qui, dans son mouvement qui est communiqué à l'arbre, par la manœuvre à bras du tiroir, vient rencontrer une des faces du toc et l'entraîne dans le mouvement qu'a pris la machine et dans le sens de la marche demandée ; c'est donc l'une ou l'autre des deux faces N ou N' du toc qui sont en contact avec celle correspondante du butoir. Lorsque le mouvement de la machine paraît bien assuré par la manœuvre à bras du tiroir, que le vide s'est établi, on enclenche l'encoche de la queue de l'excentrique sur le tourillon ou bouton qui est fixé sur la tige du tiroir ou sur le bouton du coulisseau P de l'arc de Penn Sp des machines oscillantes. Pour stopper ces machines, il suffit de déclencher la

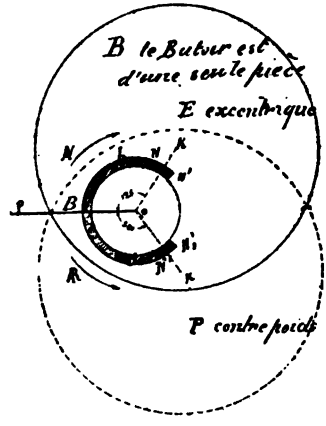


Fig. 148 *bis*.

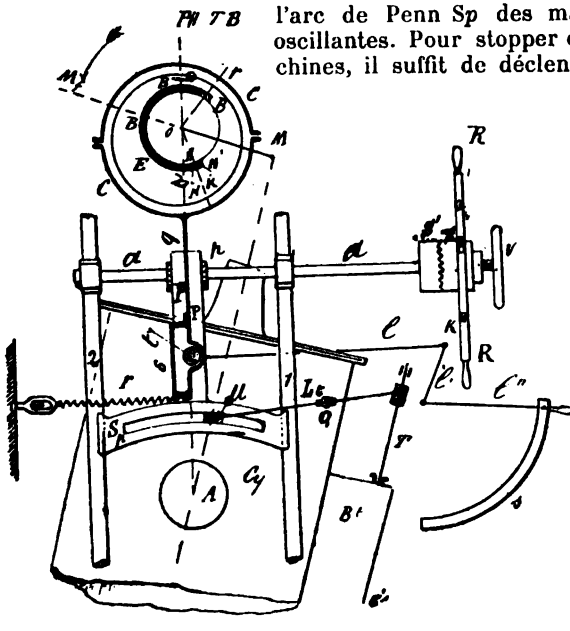


Fig. 149.

queue de l'excentrique en désemparant le tourillon *t* de l'encoche

par la manœuvre des leviers faisant osciller le couteau de déclenchement (fig. 149-150), le dessin fait facilement comprendre la manœuvre que l'on doit faire pour cette opération.

(Fig. 151.) Dans les machines à balancier qui ont presque complètement disparu de la marine, mais que l'on rencontre encore dans l'industrie et sur quelques bateaux de rivière, cette mise en train portait la disposition suivante représentée par la figure 151, vues 1 et 2.

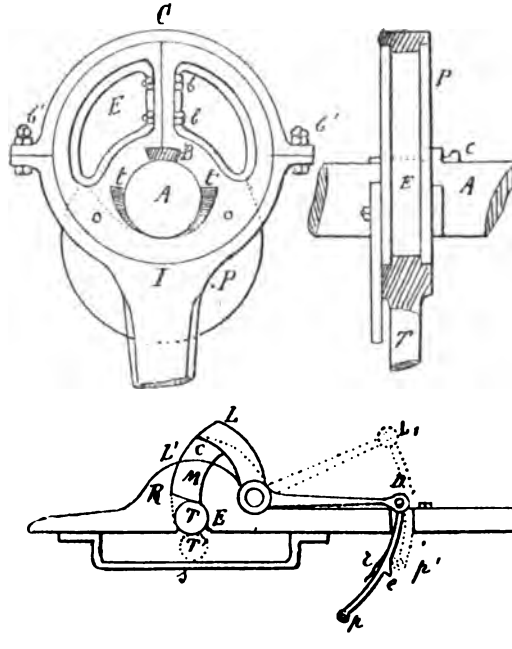


Fig. 150. — Vues 1 et 2.

Un levier LM (vue 2) rendu solidaire à volonté de l'arbre *a*, des tiroirs à l'aide d'un verrou V à poignée L_1 que l'on enfonce dans une mortaise *m* pratiquée dans le disque *d* claveté sur l'arbre *a''*, un ressort le maintient déclenché, ce n'est que par pression sur la poignée que l'on provoque la solidarité de ce levier V avec *a*.

Lorsque l'on veut renverser la marche avec cette disposition de mise en train, il faut fermer le registre de vapeur, et déclencher la queue de l'excentrique, puis examiner la position de la grande manivelle. Le sens de la marche étant indiqué, en avant ou en arrière, on voit si cette manivelle doit monter ou descendre.

Comme le piston doit avoir un mouvement en sens inverse, le sens de la manœuvre du tiroir sera alors tout indiqué.

Supposons la machine stoppée, et soit M la position de la grande manivelle, si on doit marcher en avant, comme elle doit monter, le piston doit donc baisser et comme le tiroir est en D, il devra monter pour introduire de la vapeur sur le haut du piston et le faire descendre; il faudra donc pousser le levier LM dans le sens de la flèche *f*. Lorsque le piston sera arrivé au point mort bas la manivelle M devant descendre, il faudra que le piston monte, il faudra donc introduire de la vapeur sous le piston au point mort bas, et pousser le levier LM dans le sens de la flèche *f'*.

On continue cette manœuvre à bras

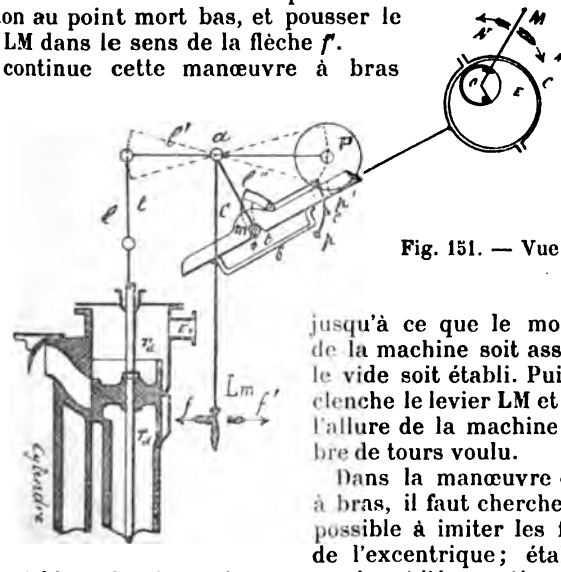


Fig. 151. — Vue 1.

jusqu'à ce que le mouvement de la machine soit assuré, que le vide soit établi. Puis on déclenche le levier LM et on règle l'allure de la machine où nombre de tours voulu.

Dans la manœuvre du tiroir à bras, il faut chercher le plus possible à imiter les fonctions de l'excentrique; établir une avance à l'introduction, à la compression, à l'évacuation. Un contrepoids P facilite la manœuvre du tiroir.

(Fig. 149.) Dans les machines oscillantes, la manœuvre des tiroirs se fait à l'aide de la roue à manettes R qui, par embrayages S et S' commande l'arbre *aa* sur lequel est calé un pignon *p* engrenant... avec la queue dentée P de l'arc de P*enn*, dans lequel se meut un coulisseau et sur lequel est articulé le levier L*t* oscillant en o_1 et conduisant la tige T du tiroir dont l'extrémité supérieure est terminée par une petite cage rectangulaire dans laquelle se promène un petit coulisseau appartenant au levier L*t*. Comme dans la première disposition, l'excentrique E est monté fou sur l'arbre; il porte sur sa face et en saillie venu de fonte avec lui le toc NKN', et sur l'arbre est fixé le butoir B d'un seul morceau; un ressort *r* maintient la queue *q* de l'excentrique enclanché sur le tourillon *t*

de l'arc *Penn;* on la déclenche à l'aide des leviers *l l' l''* et du secteur *s* sur lequel on fixe le levier à poignée l''. Lorsque la machine est en marche on déclenche la roue à manettes R de l'arbre *a* à l'aide de la vis V; les colonnes 1 et 2 servent de guide à l'arc de *Penn*. Dans le mouvement oscillatoire alternatif du cylindre, le coulisseau *u* se promène dans la coulisse du secteur S*p*. Ce secteur est animé d'un mouvement rectiligne vertical alternatif qui lui est communiqué par l'excentrique E; ce mouvement est transmis au tiroir par le levier L*t* oscillant autour d'un tourillon *o'*. Pour stopper la machine avec cette disposition de mise en train, on ferme d'abord le registre de vapeur puis on déclenche la queue de l'excentrique; la machine stoppée, embrayer le manchon *s* de la roue à manette R avec le manchon *s'* fixé sur l'arbre *a* actionnant

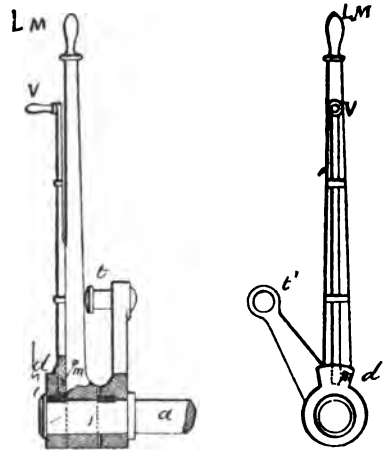


Fig. 151, vue 2. — Détails du levier L.

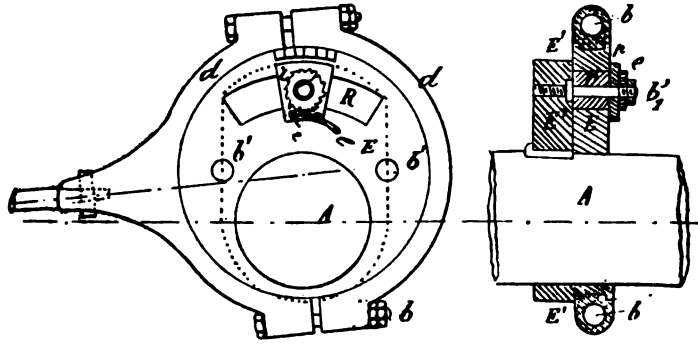


Fig. 152.

le pignon *p* et mettre le tiroir à une course. Il faut avoir bien soin de ne pas embrayer la roue R tant que la machine n'est pas complètement stoppée; la roue enclenchée, elle prend une vitesse assez rapide pour un petit déplacement de la machine et il pour-

rait résulter des accidents de personne si l'on ne prenait pas cette précaution.

(Fig 152.) Dans l'industrie, les machines peuvent aussi dans certaines circonstances être appelées à marcher en ℞ ; on obtient ce renversement de marche par la disposition suivante : l'excentrique est monté fou sur l'arbre ; il peut être en deux parties ou en une seule selon sa position sur l'arbre et la disposition de ce dernier. A côté du chant E de l'excentrique, est solidement fixé sur l'arbre moteur un plateau E′ dans l'épaisseur duquel est solidement fixé un prisonnier b'_1 fileté à sa partie extérieure portant un écrou à embase et taillé en rochet à sa partie extérieure afin de placer dans les adents l'extrémité d'un longuet frein *l*. Dans le chariot de l'excentrique E est pratiquée une rainure circulaire R dans laquelle coulisse le coulisseau *p* traversé par le prisonnier b'_1. La longueur de la coulisse R est donc de la longueur de l'angle de *toc* augmentée de l'épaisseur du coulisseau *p*; sur la face de cette rainure est tracée une graduation indiquant pour chacun des sens de la marche la durée de l'introduction que l'on veut obtenir.

Quand on est fixé sur cette durée, il suffit de serrer fortement l'écrou E sur la face de l'excentrique et le plateau E′ l'entraîne dans la position indiquée et arrêtée pour le sens de la marche et le degré d'introduction voulu.

MISE EN TRAIN A UN SEUL EXCENTRIQUE A CALAGE VARIABLE SANS DÉCLENCHE

SCHÉMA DE CETTE MISE EN TRAIN

Premier système : deuxième variété (fig. 153). — Ce système de mise

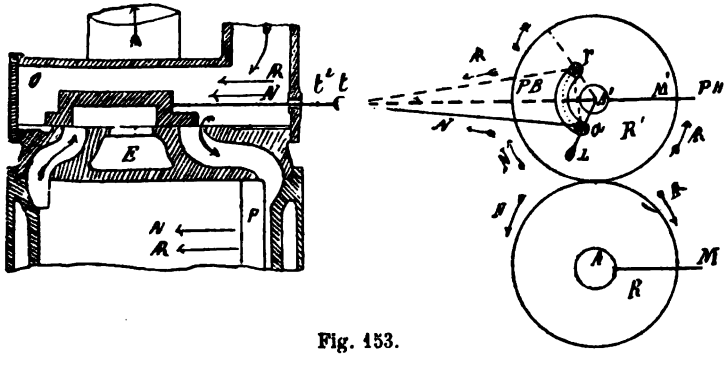


Fig. 153.

en train appliqué par M. Mazeline sur tous les appareils qu'il a construits, a été employé par d'autres constructeurs et est

encore en usage sur plusieurs bâtiments. L'excentrique ou la manivelle qui conduit le tiroir est fixée sur un arbre A' spécial dit arbre des tiroirs et placé au-dessus et parallèlement à l'arbre moteur, la direction du rayon de la manivelle ou celui de l'excentrique forme avec la manivelle motrice l'angle de calage indiqué par le constructeur. Cet arbre A' des tiroirs reçoit son mouvement de rotation par l'intermédiaire de deux roues dentées R et R', dont R à alluchons en bois de cornouillier ou de charme est calée sur l'arbre moteur A, et l'autre R' montée folle sur l'arbre des tiroirs. Les tiges des pistons et celles des tiroirs sont parallèles. Pour expliquer le mouvement de cette mise en train, supposons qu'elle soit disposée pour la marche AV et que le piston soit au point mort haut et que A'M' représente la direction de la manivelle fictive parallèle à la manivelle motrice AM. Pour la marche avant, la manivelle du tiroir est en A'*a*, et l'angle M'A'*a* est l'angle de calage, à l'aide d'un mécanisme spécial dit train épicycloïdal que nous verrons en détail (fig. 155, p. 100) ; la machine restant fixe, la manivelle ou le rayon de l'excentrique peut être déplacé et amené pour la position A'*r*, et pour le moment nous supposerons que ce déplacement soit opéré à l'aide d'un simple levier A'L; dans cette nouvelle position, les rayons A'*r* et A'*a* sont symétriquement placés par rapport à la manivelle fictive A'M'. Dans ce mouvement, c'est l'arbre des tiroirs qui se décale et si nous agissons sur le levier A'L, quel que soit le sens du mouvement de rotation de l'arbre moteur, le tiroir partant du point mort doit toujours fournir la même course et une égale distribution pour les deux marches, les orifices seront ouverts de la même quantité et le tiroir doit marcher dans le même sens. Les rayons A'*a* et A'*r'* étant symétriquement placés par rapport à la manivelle fictive A'M' qui est sur le prolongement de la tige du tiroir, cette dernière est perpendiculaire sur le milieu de la corde *ar* de l'angle de *toc* et le pied *t* de la bielle du tiroir, qui n'est autre que son centre d'articulation avec la tige du tiroir, est à égale distance des points *a* et *r*. Par suite, en amenant le rayon d'excentrique A*a* en A'*r* le tiroir passe par sa fin de course *t'* et il est facile de voir sur la figure 154 que la course sera la même pour les deux sens de la marche. Le piston étant au point mort, ne peut, dans cette position provoquer aucun mouvement ; c'est le piston de l'autre cylindre dont la manivelle AM est perpendiculaire à la direction de la course, qui déterminera le mouvement et le changement du sens de la marche du premier piston.

Supposons qu'en marchant en *avant* la manivelle du piston ait décrit un angle de 90° (fig. 154) et soit venue en AM, la manivelle fictive A'M' aura décrit le même angle et se confondra avec AM ; elle sera donc aussi perpendiculaire à la tige du tiroir. Avec la régulation actuelle, produisant la détente naturelle ordinaire,

e tiroir marche pour fermer l'orifice $\widehat{HV}$ qui est encore ouvert de la quantité *nn*; le rayon de l'excentrique est en A'*a* pour la marche N et pour la marche R il devra venir en A'*r*; les deux positions A'*a* et A'*r* étant symétriquement placées par rapport à la manivelle fictive A'M'; avec une bielle d'une longueur infinie, le tiroir serait à mi-course quand le rayon de l'excentrique passerait par A'*b*, ne se déplaçant que de la moitié de l'angle de *toc* ou de renversement de marche *a*A'*r*; il résulte donc que quand ce rayon est venu en A'*r*, le tiroir a été déplacé sur sa droite d'une quantité égale à celle dont il avait été précédemment déplacé sur la gauche

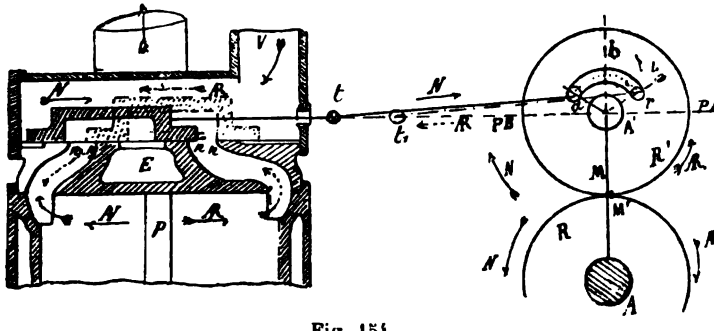


Fig. 154.

de cette demi-course; le rayon d'excentricité étant en A'*r*, si les recouvrements à l'introduction sont égaux, l'orifice $\widehat{BV}$ s'ouvrira à l'introduction d'une quantité *n'n'* égale à *nn*, quantité dont l'orifice $\widehat{HV}$ était précédemment ouvert, et le renversement de marche a lieu. En considérant le sens de la rotation, on voit que le tiroir renverse aussi le sens du sien. En pratique, les bielles sont d'une longueur limitée et les recouvrements doivent être inégaux. Pour la position choisie de la manivelle du piston, les deux orifices d'introduction ne s'ouvrent pas de la même quantité; mais le renversement de marche a lieu tant que l'introduction naturelle n'est pas inférieure à 0,55 de la course du piston.

On ne s'occupe pas des orifices d'évacuation à cause de leurs dimensions. Le déplacement total *a* A'*r* de la manivelle du tiroir pour obtenir le renversement de marche s'appelle angle de renversement de marche; il vaut deux fois le supplément de l'angle de calage. Pour stopper avec cette mise en train, il faut fermer le registre de vapeur, déclencher les détentes et ouvrir les purges des cylindres, mettre les tiroirs à mi-course.

DESCRIPTION COMPLÈTE DE LA MISE EN TRAIN MAZELINE

(Fig. 155, vues 1, 2 et 3.)

Cette mise en train se compose de deux roues dentées R et R′ d'égal diamètre; R, clavetée sur l'arbre moteur A avec alluchons en bois, maintenus à poste sur la jante à l'aide de cônes en queue d'aronde que l'on intercale entre les bouts des alluchons ayant la même forme. La roue R′ est montée à frottement doux sur l'arbre A*t* des tiroirs, ses dents sont en fonte. Ces deux engrenages sont placés respectivement sur chacun des arbres à un repère *o* tracé sur deux dents choisies; ce repère correspond à la régulation choisie. La roue de l'arbre des tiroirs R′ porte deux gorges C et C′ symétriques et dont la longueur représente l'angle de calage

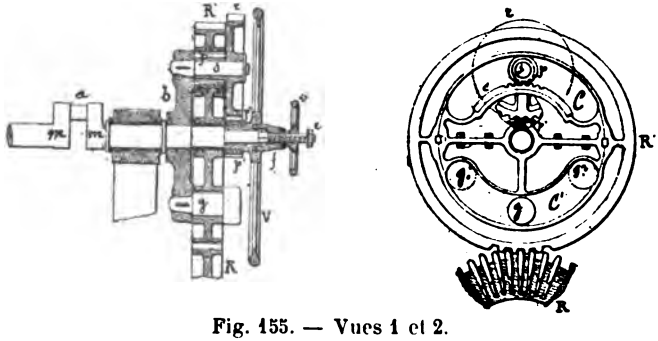


Fig. 155. — Vues 1 et 2.

augmenté de l'emplacement du bouton d'entraînement de la roue R′. Dans la gorge C de la roue R′ est fixé un arc denté C. Sur l'arbre A*t* des tiroirs qui est parallèle à l'arbre moteur, est calé perpendiculairement un bras *bb*, portant à l'une de ses extrémités un tourillon *s*, l'emmanchement de *s* dans le bras *bb*, est conique et maintenu par une clavette; sur le tourillon *s* est monté à frottement doux un pignon *p* venu de fonte avec une roue *r* dite satellite; pignon et roue sont en bronze; une rondelle maintenue par une vis taraudée dans le tourillon empêche le pignon de se désemparer de son tourillon. Le pignon *p* engrène avec l'arc denté *c*. Dans la gorge C′ se promène le doigt *g*, claveté dans l'autre extrémité du bras *b*. Un volant V portant du même jet de fonte, un pignon *p′* engrenant avec la roue satellite *r*; un frein F′ (vue 3), s'encastrant dans des entailles pratiquées sur le moyeu du volant V fixe tout le mécanisme à poste en agissant sur le volant v_0, se vissant sur la vis *v* taraudée sur le

bout de l'arbre des tiroirs; les entailles et les adents du frein ont une forme hélicoïdale de telle façon qu'en enfonçant la fourche du frein dans les entailles du moyeu, on applique solidement le doigt *g* sur l'une ou l'autre des extrémités de la gorge C'. Avec ce mécanisme, on voit que pour obtenir la mise en marche et le renversement de marche, il suffit d'agir sur le volant V et d'amener le pignon *p* dans le fond de la gorge C en *a*, le doigt *g* en g_2 à l'opposé dans le fond de la gorge C', et dans des positions inverses par la marche ℞; la manivelle *mm* prendra la position qu'il convient au tiroir pour obtenir le sens de la marche voulue. Du reste une indication du sens de la marche et du sens du mouvement circulaire au volant V est indiqué sur la face extérieure du masque de la roue R'.

(Fig. 155, vue 3.) Le frein des nouveaux appareils a été modifié; car au début les machines Mazeline n'avaient qu'un frein bien insuffisant, et dans les grands coups de roulis, on était tenu de mettre un homme à la mise en train, afin que la roue satellite ne renversât pas la marche. La figure 155, vue 3, représente la disposition adoptée par Indret. L'extrémité *a* de l'arbre des tiroirs est prolongée par une partie carrée terminée par une partie filetée *b* sur laquelle est fixé un écrou *e* limitant la course du volant *v*. Sur la face du moyeu du volant V sont pratiquées deux mortaises de forme hélicoïdale, dans lesquelles viennent s'engager des tenons ayant la même courbure que les mortaises; c'est donc en somme comme un coin que l'on enfonce et qui oblige le volant à se déplacer et à faire porter le doigt *g* et le pignon *p* contre les extrémités opposées des gorges C et C'.

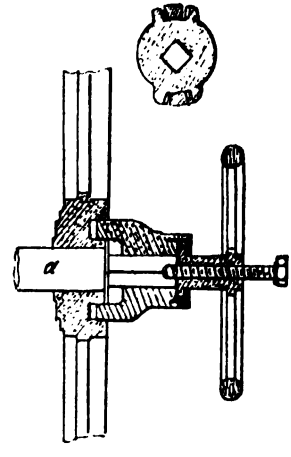


Fig. 155. — Vue 3.

La douille D glisse sur la partie carrée du prolongement *a*, et sur sa face extérieure est emprisonné, à l'aide d'une rondelle en deux parties fixées à la douille à l'aide de vis à tête fraisée, l'embase d'un écrou douille venu de fonte avec le volant; la douille ne pouvant que glisser sur la partie carrée a_1; si l'on tourne le volant dans un sens ou dans l'autre, on enfonce ou l'on rappelle la douille, les tenons étant dégagés de leurs mortaises, on peut déplacer le volant V, et par suite les tenons. Il est prudent à l'avance d'opérer le desserrage du frein, lorsque l'on devra manœuvrer; car, si l'on attendait au moment juste du commandement pour faire

cette opération, on pourrait souvent éprouver des difficultés; comme précaution, avoir toujours un morceau de bois dur et un maillet pour agir immédiatement sur les rayons du volant v_0 du frein en cas de difficulté. Lorsque l'on a mis en marche, il faut immédiatement rendre le frein à poste.

Ces mises en train qui autrefois étaient manœuvrées à bras, le sont maintenant avec des machines auxiliaires à vapeur; cette addition d'un moteur à vapeur devenait indispensable avec les machines à six et huit cylindres (fig. 155 *bis*).

(Fig. 155 *bis* et 156.) L'usine d'Indret apporta les modifications suivantes. L'ensemble de la mise en train comprend toujours les roues dentées R et R', mais dans cette modification R' ne possède plus qu'une rainure circulaire G dans laquelle est engagé le tourillon *t* appartenant au bras B calé sur l'arbre des tiroirs; le volant V_0 a sa jante J taillée en coin et garnie sur sa largeur de caoutchouc ou de bois; ce volant est actionné par deux cônes C_1 et C_2 qui deviennent adhérents par pression avec cette jante par la manœuvre d'un levier L', commandant, comme nous le verrons, et la distribution de la vapeur d'une machine auxiliaire, et provoquant cette adhérence par son inclinaison plus ou moins grande. Les arbres sur lesquels sont fixés ces cônes reçoivent leur mouvement circulaire continu des tiges des pistons de deux cylindres oscillants C*y* et C'*y* dont les axes sont à angles droits, et par l'intermédiaire des deux pignons coniques P et P', dont P est fixé sur l'arbre A des cylindres C*y* et C'*y* conduit par la manivelle unique AM clavetée sur cet arbre, et des deux engrenages droits E et E'. Par le mouvement circulaire des axes *a* et *a'*, tournant en sens contraire, et des deux cônes c_1 et c_2, le volant V*o* reçoit donc un mouvement circulaire continu; sur l'axe du volant est fixé un pignon E_1 engrenant avec un autre pignon droit E'_1, sur l'axe duquel un pignon conique *p'* engrenant avec un autre *p''* fixé sur l'axe de la vis *f* sous V engrenant avec un secteur *ss* denté venu de forge avec le bras B dont le tourillon *t* fixé à son extrémité supérieure se promène dans la gorge G de la roue R' folle sur l'arbre des tiroirs.

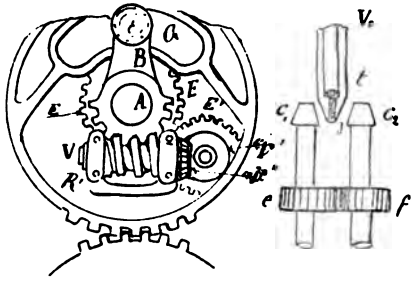


Fig. 155 *bis*.

Quant à l'aide du volant V*o*, on aura amené le tourillon du bras B

à l'une des extrémités de la gorge G, la machine sera dans la position de la marche avant ou ℞, indiquées toutes deux par les anotations A/ et ℞ placées sur l'enveloppe de la roue R'. En suivant le mouvement des deux cônes, du volant V*o* et la série d'engrenage E_1 E_1', de pignon *p' p''* du secteur denté *s* du bras B et son tourillon *t* et de la vis sans fin, on conçoit très bien le décalage de l'arbre des tiroirs et les positions convenables que prennent ses manivelles pour la commande des tiroirs. La modification apportée par Indret en appliquant la vis sans fin rend la manœuvre plus douce et empêche surtout les retours brusques de la mise en train lorsqu'elle n'est pas rendue à bloc et que la machine la commande.

Pour actionner ces mises en train, deux types principaux ont été employés par l'usine d'Indret : 1° celui du *Colbert;* 2° celui de l'*Aréthuse.*

MISE EN TRAIN DU « COLBERT » (fig. 156.)

Cette machine auxiliaire se compose de deux machines oscillantes à axes horizontaux, les tiges des pistons articulées sur la même manivelle AM et faisant un angle de 90° sur le même tourillon. La distribution de la vapeur se fait par les tourillons extérieurs. Sur l'arbre A de la manivelle AM est fixé un pignon conique P qui engrène avec un autre pignon P' de même forme ; sur l'arbre vertical B est calé le pignon droit E engrenant avec le pignon E' de même diamètre calé sur l'arbre B' parallèle au premier et derrière. Sur ces deux arbres sont montés les cônes (fig. 155 *bis* et 166) C et C' qui actionnent le volant V*o*; ces deux cônes portent chacun une gorge circulaire à leur partie inférieure et dans chacune desquelles vient s'engager un demi-collier actionné par la même traverse ; ces deux cônes peuvent glisser verticalement sur des clavettes fixées sur les deux arbres B et B' et leur servent de guide ; chacun des demi-colliers porte un tenon T qui s'engage dans un œil *e* pratiqué sur chaque bras *m*. Le levier L oscillant autour de l'axe *a* porte les deux bras *t* et *m;* le bras *t* par le moyen de l'œil *o* et le petit tourillon t_1, commande la tige du registre de vapeur R; la vapeur arrive dans la boîte de ce registre par le tuyau *tv;* le bras *m* par le moyen du tourillon T logé dans l'œil *e* existant sur chaque levier fait monter ou descendre les cônes *cc'* de façon à prendre contact avec la jante du volant V*o* et à l'entraîner dans leur mouvement dans un sens ou dans l'autre. Le levier L' manœuvre le tiroir T*i* de changement de marche, des repères tracés sur un secteur sur lequel glisse le levier L' indiquent la position que doit occuper ce levier pour la marche en avant ou en arrière et pour la position de stop.

Ce tiroir est à coquille et placé sur la face avant de la mise en train ; dans la figure ci-contre il est rabattu sur la droite, afin de voir les orifices ; mais sa position réelle est verticale et glissant sur la glace G. En manœuvrant L' à droite ou à gauche en suivant les repères *A* ou *R* qui sont les abréviations des deux marches,

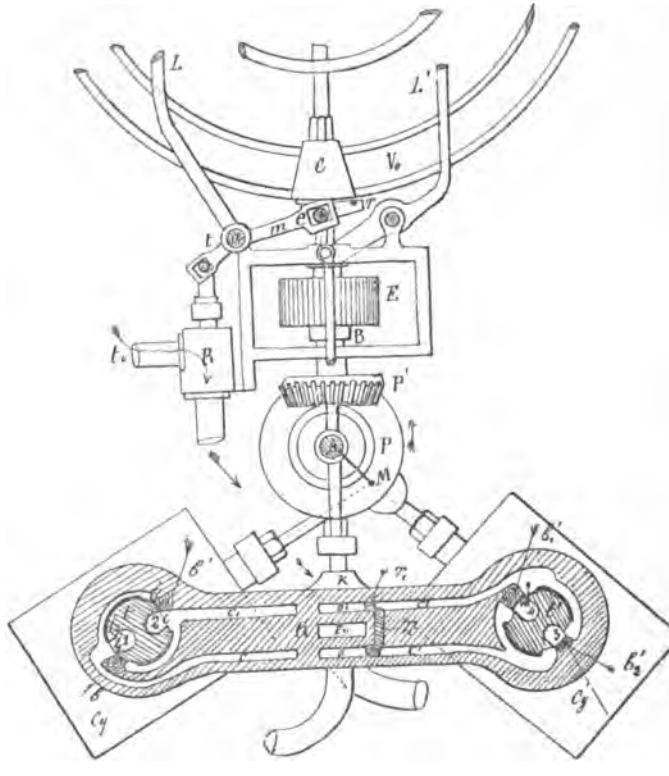


Fig. 156.

on découvre donc soit l'orifice O, soit l'orifice O_1 ; l'orifice Ev servant à l'évacuation commune. L'orifice O est celui de la marche *A*, et O_1, celui de la marche *R* ; donc il fallait soulager le tiroir par la marche *A* ou porter le levier L' sur la droite en regardant l'arrière du bâtiment ou à bâbord en tenant compte de la position réelle.

FONCTIONNEMENT DU MÉCANISME

La vapeur arrivant par le tuyau *tv* se rend dans la boîte du registre R et de là dans celle K du tiroir T*i*, en faisant face à la machine, et en manœuvrant le levier L sur la gauche, mais réellement à tribord, on ouvre le registre R et on provoque en même temps l'adhérence des cônes CC' avec la jante du volant V*o*; mais il est à remarquer que le registre R est déjà ouvert avant que le contact des cônes CC' avec la jante soit établi afin de permettre le fonctionnement à vide de la petite machine et de la purger; lorsqu'elle fonctionne et que l'on ouvre de plus en plus le registre, on provoque l'adhérence des cônes; ces précautions sont indispensables si l'on veut éviter les difficultés.

Supposons la mise en train à mi-course, et la machine auxiliaire occupant la position indiquée par le dessin et la manivelle AM; le piston du cylindre *cy* à mi-course et le piston du cylindre C'*y* au point mort bas. Si l'on veut marcher en avant, porter le levier L' au repère *AV*, sur la droite de la figure, de façon à découvrir l'orifice O de la marche avant en levant le tiroir T*i*; la vapeur se rend dans les conduits *cc'* et ensuite dans ceux des cylindres *cy* et *c'y* pratiqués dans les tourillons de ces cylindres, par les orifices 1 et 3.

L'orifice *s* étant ouvert en grand à l'introduction, le piston P du cylindre C*y* continue à monter, le piston P' du cylindre C'*y* ayant dépassé son point mort bas, l'orifice 3 se découvre de plus en plus et la vapeur agit également sur P' qui monte également. La manivelle AM tourne alors dans le sens de la flèche; les orifices 2 et 4 sont ouverts à l'évacuation et sont en communication avec l'orifice E*v* par les conduits C_1 C'_1 qui sont conduits d'évacuation pour la marche N et deviennent conduits d'évacuation pour la marche AR et de même pour C et C'. Le piston P du cylindre C*y* continuant à monter, le tourillon *t* dans son mouvement circulaire fermera les orifices 1 et 2 à son point mort haut.

Le piston P' du cylindre C'*y* continuant toujours à monter son orifice à l'introduction étant encore ouvert, le mouvement de rotation continue. P redescend le bord *i* de l'orifice 2, viendra en *i'*, et la vapeur s'introduira par l'orifice 2, agira sur le piston pour le faire descendre, le bord i_1 de l'orifice 1 se mettra en communication avec le conduit C_1 et le mouvement continuera. Les barrettes *b* et *b'* du tourillon *t* et b'_2 et b'_1 du tourillon *t'* limitant le degré d'ouverture des orifices 1, 2, 3 et 4, elles sont sans recouvrement comme le tiroir T*i*. Ce qui se passe pour le cylindre C*y* est indiqué pour le C'*y*. La durée du fonctionnement de cette machine est limitée par le passage du tourillon du bras B d'une

extrémité à l'autre de la gorge G (fig. 155). On le stoppe quelquefois avant que le bras ne soit rendu au fond de la gorge afin de prévenir un choc assez sensible, et surtout s'il s'agit de la mise

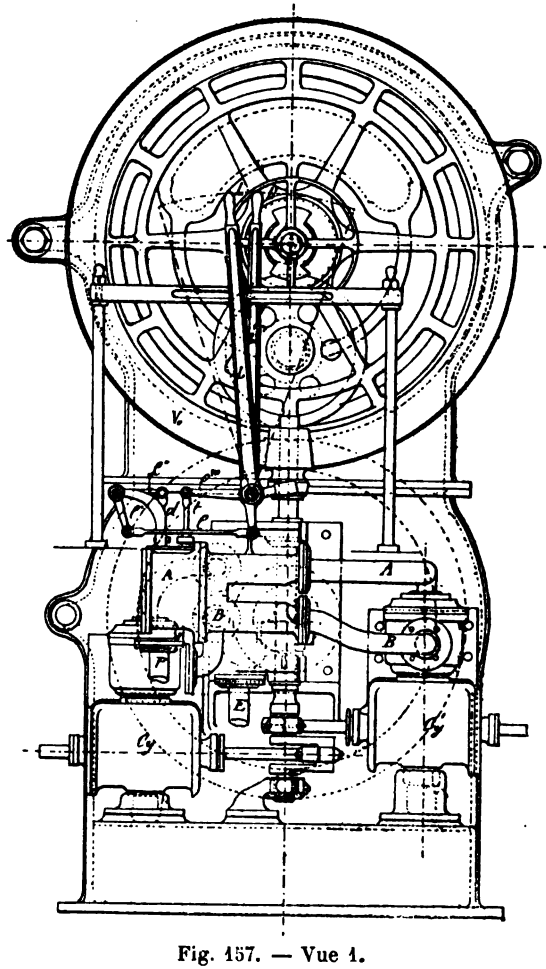


Fig. 157. — Vue 1.

en train ordinaire (fig. 156) ; on la rend alors à la main en agissant directement sur le volant Vc.

2° *Type d'Indret* employé sur le croiseur *l'Aréthuse*. Ce système se compose toujours de deux roues R et R' montées de la même

façon que les précédentes, des mêmes leviers L et L' placés sur l'avant du volant Vo. La manœuvre le tiroir de changement de marche. L'arrivée de la vapeur se fait par le conduit AA vue 1,

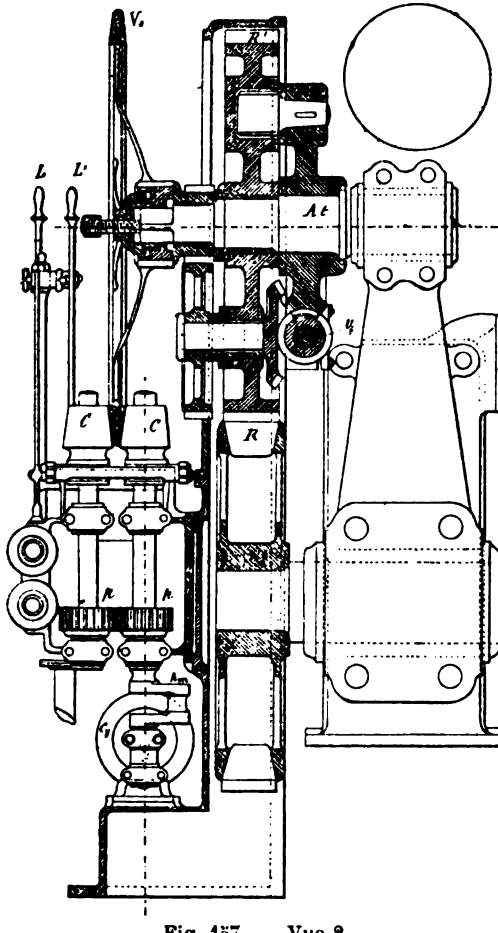


Fig. 157. — Vue 2.

pour la marche avant et l'évacuation se fait par le même tuyau pour la marche AR. Le tuyau B sert également de conduit de vapeur pour la marche AR et d'évacuation pour la marche AV, vue 11, C conduit de vapeur pour le haut du cylindre, C' conduit

de vapeur pour l'orifice bas; ces conduits sont pratiqués dans

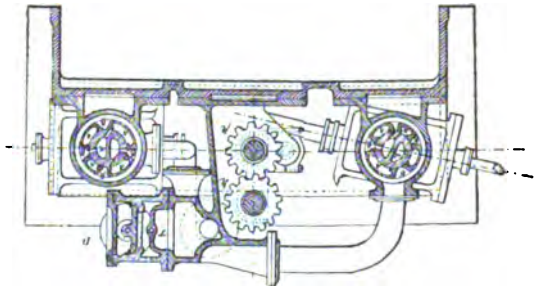


Fig. 157. — Vue 3.

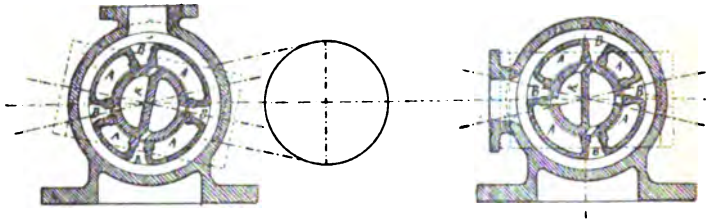


Fig. 157. — Vue 4.

chaque tourillon intérieur de chaque cylindre et formés par une cloison longitudinale K fermée par une plaque J.

(Vue 5.) Dans les boîtes MM venues de fonte avec les cylindres sont ajustées à frottement doux sur les

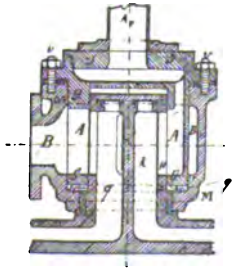


Fig. 157. — Vue 5.

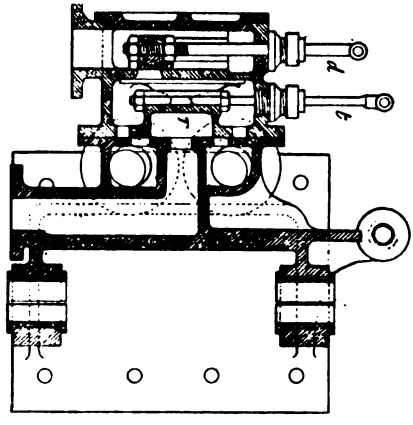


Fig. 157. — Vue 6.

tourillons des pièces en bronze *gggg* portant les orifices BB-BB et

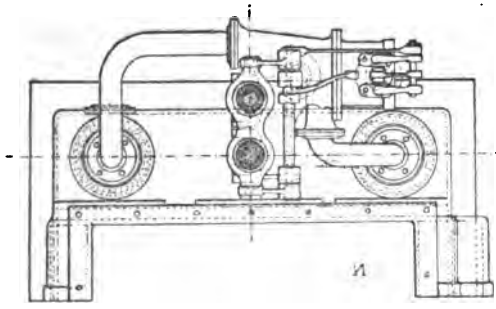


Fig. 157. — Vue 7.

les évidements AA-AA communiquant alternativement avec les conduits A et B de vapeur selon le sens de la marche (fig. 157, vues 1, 3, 4 et 5).

(Vue 6.) Boîte du registre d'introduction de vapeur et du tiroir *t* de renversement de marche.

Les tourillons (vue 5) sont percés par les orifices *o o* du conduit C communiquant avec le haut, vapeur du cylindre et *o'o'* communiquant avec le conduit C' du bas

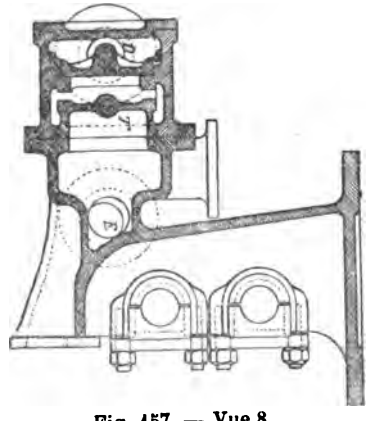


Fig. 157. — Vue 8.

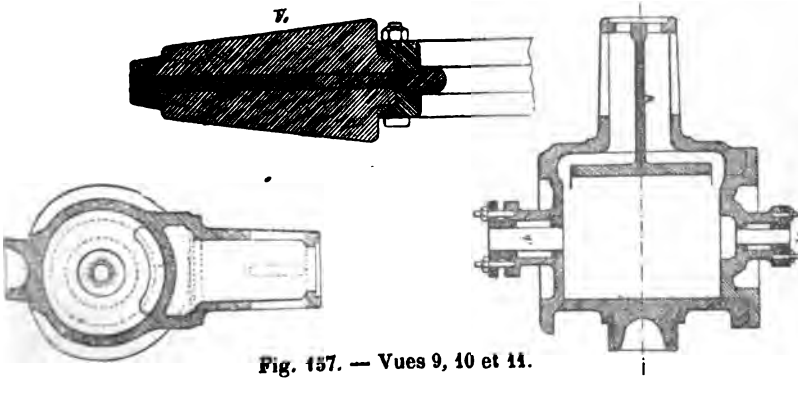


Fig. 157. — Vues 9, 10 et 11.

vapeur. La pièce *gggg* en bronze est appuyée par sa partie intérieure sur des tresses *qq* logées dans le fond de la boîte portant les tourillons supérieurs des cylindres MM, ces tresses assurent l'étanchéité du tourillon en permettant un petit mouvement longitudinal à la pièce en bronze *gg* que l'on peut légèrement enfoncer par le serrage des vis *vv* en cas de fuites de vapeur ; des cales *xx* en cuivre intercalées entre la boîte MM et les collerettes de *gg* peuvent être diminuées de l'épaisseur voulue pour faire descendre *gg* qui est légèrement conique. La vapeur arrive par le tuyau A*v* (vue 5). La pièce *gggg* est fermée par le bouchon *ss* à vis (vue 6), NN est la boîte du registre de vapeur D et du tiroir à coquille T de renversement de marche. L'orifice I correspond avec le conduit A pour la marche avant et I' avec le conduit B pour la marche AR. L'arrivée de la vapeur se fait par la tubulure P dans la boîte MM, E évacuation au condenseur. Le changement de marche s'opère de la même manière que pour la précédente en mettant le levier L au repère du sens de la marche et en manœuvrant le levier L' pour ouvrir le registre de vapeur D et assurer le contact des cônes C et C' avec la jante du volant V*o*.

DEUXIÈME SYSTÈME DE MISE EN TRAIN A DEUX EXCENTRIQUES A CALAGE FIXE AVEC DÉCLENCHE (SYSTÈME DU CREUSOT)

Première variété (zchéma).

Fig. 160. Cette mise en train ne doit plus exister que sur quelques vieux appareils à bielle en retour. Elle se compose de deux excentriques E et E' calés sur l'arbre moteur dont les queues sont indé-

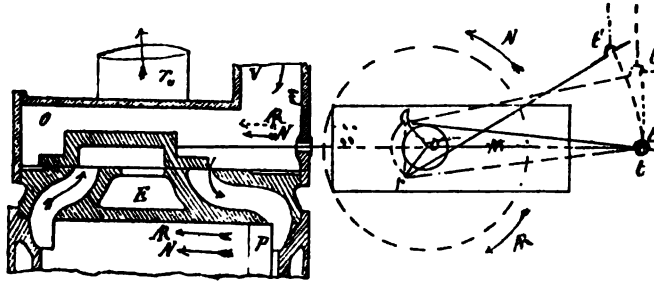


Fig. 158.

pendantes l'une de l'autre, elles peuvent s'enclencher l'une ou l'autre, selon le sens de la marche sur le tourillon *t* de la traverse T qui conduit le tiroir. La manivelle OM du piston moteur

et les deux excentriques E et E' sont fixés sur l'arbre moteur, le mouvement du tiroir est à bielle en retour comme celui du piston moteur ; les tiroirs sont conduits par deux tiges.

(Fig. 158.) Supposons le piston P au point mort haut, sa manivelle occupe la position OM dans la direction *ot'* du centre du bouton d'entraînement de la traverse T sur lequel s'enclenche l'une ou l'autre des queues d'excentriques selon le sens de la marche. Les deux rayons des excentriques E et E' sont *oa* et *or*, formant l'angle de toc *aor* de changement de marche, le rayon *oa* de l'excentrique E est pour la marche avant, le rayon *or* appartient à l'excentrique E' pour la marche arrière. Si la machine est stoppée dans cette position après avoir marché en avant et que l'on déclenche la bielle *at*, l'extrémité *t* de la bielle de l'excentrique E

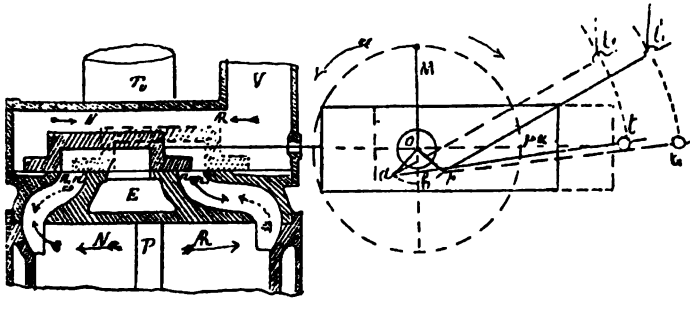


Fig. 159.

décrit un arc de cercle *tt'*, autour du point *a* et vient en *t'* d'après l'amplitude du mouvement qu'elle peut prendre, déclenchant la bielle de E, et en enclenchant la bielle E' de la marche arrière, l'extrémité t_1 de la bielle décrit un arc de cercle t_1 t_1' autour du centre *r* de son excentrique et vient en t_1' sur le prolongement de la tige du tiroir. Comme les bielles des deux excentriques E et E' ont la même longueur et que les rayons d'excentricité *oa* et *or* sont systématiquement placés par rapport à la manivelle *o*M, le tiroir n'a donc pas changé de position.

Il est donc facile de voir que, quel que soit le sens de la rotation, et si l'on a enclenché la bielle de l'excentrique correspondant à la marche que l'on veut obtenir, le tiroir sera convenablement conduit pour obtenir cette marche, puisqu'il n'a pas quitté sa position première.

Lorsque la manivelle *o*M du piston moteur est verticale, le rayon *oa* de l'excentrique E pour la marche avant est en *oa* et celui de l'excentrique E' est en *or* pour la marche arrière faisant chacun avec la manivelle motrice MO les angles de calages M*oa*

et Mar voulus et les rayons *ao* et *or* l'angle de *toc aor* résultant du premier. Dans la position que nous avons admise pour une bielle motrice suffisamment grande, l'orifice du HV est encore ouvert de la quantité *aa'* et le tiroir, d'après le sens de la rotation, marche pour fermer cet orifice. La machine étant stoppée dans cette position, déclenchons la queue rt'_1 de l'excentrique E' et enclenchons la bielle *at'*, le tiroir revient de la position t_1 à t, c'est-à-dire qu'il éprouve le même déplacement qu'avec la mise en train Mazeline quand le doigt parcourt la longueur de la gorge de la roue R' ou que la rayon *oa* de la marche avant vient en *or* de la marche arrière. Comme nous allons le voir dans le dessin complet de ce système de mise en train le déplacement du tiroir pour le changement de marche s'exécute à l'aide d'un volant pouvant se déclencher à volonté et d'une crémaillère.

MÉCANISME COMPLET DU DEUXIÈME SYSTÈME (CREUSOT)

Ce système autrefois employé sur les frégates et les transports n'existe sans doute plus dans la flotte militaire, il a eu sa raison d'être au début et il a celle de disparaître avec les progrès qui ont été réalisés et les exigences actuelles des nouveaux appareils à

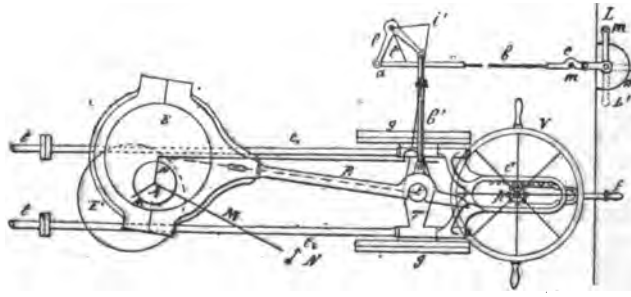


Fig. 160. — Vue 1.

vapeur; il ne trouve donc sa place ici que comme application à un système général de principe de changement de marche; on éprouverait même des difficultés à s'en servir devant la simplicité et la sûreté des nouveaux appareils créés par le même établissement. Les derniers types créés par le Creusot dans ses nouvelles machines réunissent toutes les améliorations que l'on pouvait désirer.

Dans ces machines, les tiroirs étaient à coquille ordinaire, placés verticalement sur les faces avant et arrière de chaque

cylindre, les excentriques E et E' étaient calés aux deux extrémités de l'arbre moteur, pour des machines horizontales soit à bielle en retour, soit à bielle directe. Les tiroirs portaient chacun deux tiges *tt*, fixées sur la même traverse T guidée sur la face de chaque condenseur par une double glissière *gg*, la traverse T portait deux patins PP glissant dans cette glissière.

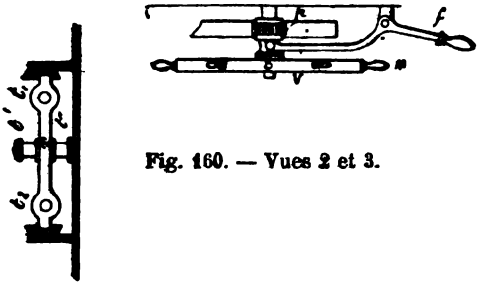


Fig. 160. — Vues 2 et 3.

(Vue 2.) Cette traverse portait deux tourillons *t'* et *t''*, l'un *t'* pour recevoir la queue de l'excentrique E de la marche avant, et l'autre t_2 pour recevoir celle de l'excentrique E' de la marche arrière. Sur

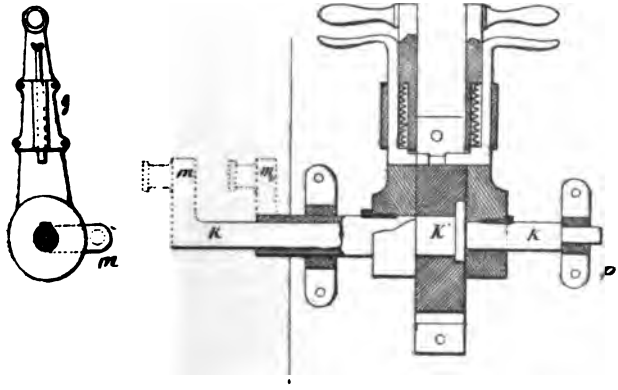


Fig. 160. — Vues 4 et 5.

le prolongement des tiges (vue 1) est fixé par le moyen d'écrous un cadre C portant à sa partie supérieure une crémaillère C dans laquelle engrène un pignon *p* commandé par la roue à manette M. Le mouvement de déclenche de chaque bielle d'excentrique étant le même, nous ne considérerons que celui de la bielle B qui est en prise avec le tourillon *t* de la traverse T pour la

marche avant. Au-dessus de l'encoche d'enclenche de la bielle B est articulée une tringle *b'* dont l'autre extrémité est articulée à un mouvement à sonnette *l l'*, sur le bras *l* de ce mouvement à sonnette en *a*, est articulée une tringle *b* portant une encoche *e*, cette tringle *b* est reliée à son autre extrémité à une petite manivelle *m* commandée par le levier de déclenche L (fig. 160, vues 4 et 5).

Pour déclencher la bielle B, il faudra amener le levier de déclenche de la position L à la position L' opposée (vue 1, fig. 160), et représentée en pointillé. Dans ce mouvement la manivelle *m* viendra en *m'*, les points *a* et *i* du mouvement à sonnette viendront en *a'* et *i'* et le point de suspension *t'* de la bielle B en *t'* (fig. 158), la bielle B dans cette position est rendue indépendante du tourillon *t*, elle est déclenchée. Pour l'enclencher de nouveau, il suffit de ramener le levier de déclenche de la position L à la position L et si l'encoche *e* ne se présentait pas directement au-dessus du tourillon *t*, il faudrait agir sur le volant à manettes M qui commande le mouvement à bras du tiroir et amener celui-ci dans une position convenable. Dès que l'une des bielles de chaque machine est enclenchée pour le sens de la marche indiquée, avant d'ouvrir le registre de vapeur, il faut avoir soin de désemparer le pignon *p* de la crémaillère du cadre C si l'on ne veut pas s'exposer à briser des dents et causer des accidents d'hommes; on désempare les pignons en agissant sur le levier à fourche *f* (vue 1), s'engageant par ses bras dans une gorge pratiquée sur le pignon *p*; on aide ce mouvement en tirant en même temps sur la roue à manettes M. Les vues 4 et 5 représentent les détails des leviers LL' de déclenche. Le levier L est claveté sur l'axe K porté par les deux paliers P et P' et il traverse l'arbre creux K' sur lequel est claveté le levier L'; cet axe creux est supporté par les palier PP et le disque fixé sur la bâche; ces axes portent les manivelles *m* et *m'* qui commandent les tringles de rappel des mouvements à sonnette. L'angle formé par chaque manivelle et le levier de déclenche qui lui correspond est de 90°; elles sont représentées en pointillé et sur le même plan que les leviers afin de mieux faire ressortir le rôle de ces leviers. Chaque levier est muni d'un verrou (vue 4), à poignée et constamment repoussé sur le pourtour du disque D par des ressorts *r r* logés dans une rainure pratiquée sur la face de chaque levier; en outre une garde *gg* les maintient appliqués contre le levier. Lorsque les leviers se trouvent dans les positions L ou L', leur verrou se trouve enclenché dans une mortaise pratiquée sur le pourtour du disque D. Pour changer un levier de position, il faut le saisir par sa poignée, et saisir en même temps celle du verrou et la rapprocher par pression avec la main près de celle du levier. Le verrou quittant l'encoche du disque la manœuvre est donc possible.

Pour empêcher d'enclencher les deux bielles d'excentriques à la fois, il y a des taquets placés sur les manivelles *m m* et sur les tringles de rappel qui empêchent cet enclenchement. Comme on le voit par tous ces détails et par tous les organes qu'il fallait manœuvrer avec méthode, il fallait un personnel assez nombreux. Elle ne présentait aucun avantage spécial, elle supprimait il est vrai, l'arbre intermédiaire des tiroirs et permettait de placer ces derniers sur le côté des cylindres, ce qui donnait moins de hauteur à la machine; mais ce mince avantage ne compensait pas les inconvénients auxquels elle donnait lieu.

On ne pouvait enclencher les deux bielles à la fois par suite de taquets qui se buttaient et placés sur les tringles B de rappel.

MISE EN TRAIN AVEC DEUX EXCENTRIQUES A CALAGE FIXE SANS DÉCLENCHE, TIGES D'EXCENTRIQUES RELIÉES AUX EXTRÉMITÉS D'UN SECTEUR STÉPHENSON

Deuxième système. Deuxième variété, schéma.

Ce système de renversement de marche se compose de deux excentriques de rayon OA et OR placés sur l'arbre moteur de la même manière que dans le système précédent; c'est-à-dire dont

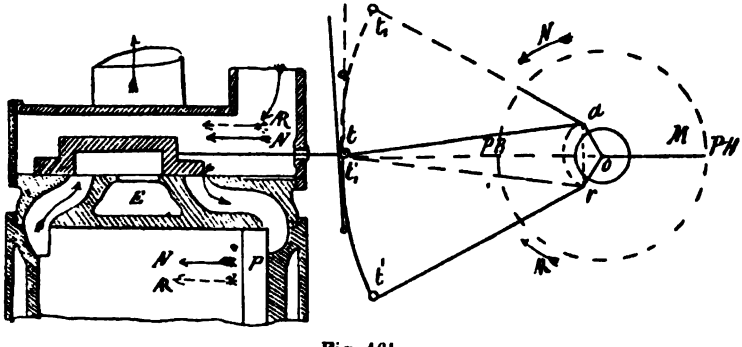


Fig. 161.

les rayons font avec la manivelle les angles de calage voulus; mais ici, les bielles sont articulées aux extrémités d'un secteur. Ce secteur est abaissé ou relevé à volonté pour mettre la tige du tiroir en communication avec l'une ou l'autre bielle, selon le sens de la marche que l'on veut obtenir. Les deux bielles ont la même longueur, par conséquent si l'on prend le piston au point mort haut par exemple, sa manivelle OM étant horizontale dans la

direction de la tige du tiroir; celle-ci est perpendiculaire sur le milieu de la corde *ar* joignant les centres *a* et *r* des deux excentriques. Le secteur étant dans la position *tt'* pour la marche AV doit être relevé pour la marche AR; chaque extrémité du secteur devant être en relation avec la bielle d'excentrique pour la marche indiquée et il occupera la position t_1 et t_1'. Dans ce mouvement le tiroir se déplace un peu sur la gauche d'abord, puis en achevant le mouvement de la coulisse, il revient dans la même position qu'il occupait lors de la marche AV. En considérant le sens du mouvement on voit que le tiroir opère la même course dans les deux cas.

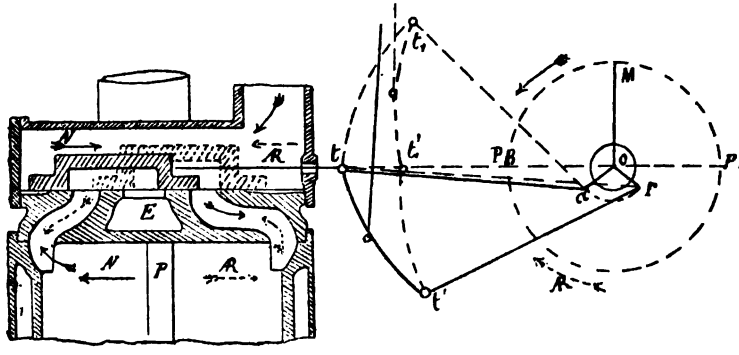


Fig. 162.

Prenons maintenant le piston dans la position qu'il occupe lorsque sa manivelle OM est perpendiculaire à la direction de la course du tiroir; les deux rayons des excentriques occupent les positions *oa* et *or*. Le secteur étant en bas pour la marche AV doit être relevé pour la marche AR, l'extrémité *t* décrit un arc de cercle autour du point *a* et vient en t_1, tandis que l'extrémité t'_1 décrit un arc de cercle autour du point *r* et vient en t'_1 sur la tige du tiroir. Le tiroir se déplace à droite de la quantité tt'_1. Ce déplacement se fait exactement dans les mêmes conditions qu'avec la mise en train Mazeline, le rayon d'excentricité passant de sa position de la marche AV *oa* à la position *or* de marche AR. L'orifice d'introduction du haut se forme, l'orifice d'introduction du bas s'ouvre et le piston renverse sa marche, le tiroir change aussi de direction. L'angle *aor* ferme par les deux rayons d'excentricité est l'angle des excentriques; cet angle vaut en général deux fois le supplément de l'angle de calage; mais il peut avoir une valeur plus grande si à la suspension extrême du secteur, le bouton d'entraînement du tiroir reste entre les points d'attache

des pieds des bielles. Pour stopper, il faut fermer la valve, ouvrir les purges et mettre le secteur à mi-suspension.

Le renversement de marche peut s'opérer d'autant plus facilement par ce mécanisme qu'il n'y a aucun organe à enclencher; il suffit d'opérer le simple déplacement de la coulisse, avec les vaso-moteurs, ce déplacement est très rapide; en les laissant tourner le tiroir passe successivement de la marche AV à la marche AR et par ce moyen on réchauffe les machines.

Ce système d'une très grande simplicité dans ses organes, rend la manœuvre des tiroirs sûre, prompte, ouvrant les orifices progressivement, ne présente aucune difficulté, il est actuellement le plus généralement employé sur les cuirassés, sur les croiseurs et le seul sur les torpilleurs et contre-torpilleurs. Il est appliqué sur tous les types de machines, horizontales ou oscillantes. Les dispositions pour sa manœuvre peuvent varier; mais le principe reste le même. Dans beaucoup de machines, il est non seulement employé pour produire la régulation normale permettant de développer toute la puissance; mais aussi pour obtenir une détente dans une certaine limite.

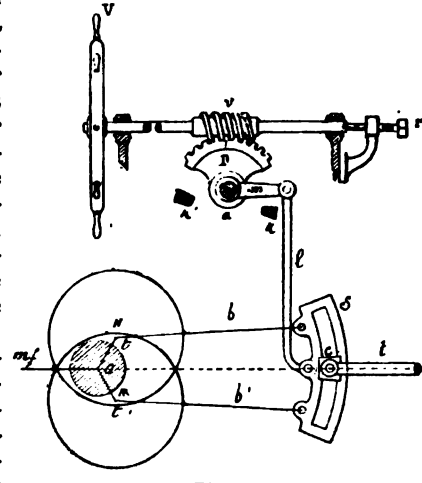


Fig. 163.

Ce système se compose d'un secteur S dans lequel on a découpé une coulisse, se rapprochant le plus possible d'un arc de cercle et dans lequel coulisse un coulisseau *c* sur lequel est fixé la tige *t* du tiroir ; les bielles d'excentriques *b* et *b'* sont reliées aux extrémités du secteur *s*; la bielle *b'* est pour la marche AV et *b* pour la marche AR, le secteur est généralement en bas pour la marche AV dans les machines horizontales et en dedans la machine pour les machines verticales, pour ne pas gêner la circulation dans les machines. L'angle de *toc* est *tot'* et la manivelle fictive en *mf*. Le mécanisme de changement de marche consiste en un volant V à manettes fixé sur l'axe d'une vis sans fin *v* engrenant avec un secteur denté D calé sur l'arbre de relevage des secteurs, d'une bielle *l* dite de relevage, d'une manivelle *m* calée sur l'arbre *a* dit de relevage et articulée à la bielle *l*.

Pour obtenir le changement de marche, il suffira donc de manœuvrer le volant V dans le sens convenable ; deux flèches fixées sur le bâti de la machine indiquent le sens du mouvement à donner au volant V pour obtenir l'une ou l'autre des marches demandées ; deux taquets appartenant au bâti de la machine limitent l'amplitude du mouvement du secteur afin de ne pouvoir jamais amener le coulisseau *c* à la fin de la coulisse dans une marche comme dans l'autre ; car dans l'oscillation du secteur, le coulisseau n'aurait plus de liberté à la fin de la coulisse et quelque chose dans le mécanisme serait obligé de céder ; une vis *v*, sert de butée à la vis sans fin *v*. Ce mécanisme peut être manœuvré à bras pour les machines d'une certaine puissance, canot, vedette, et anciennes machines à moyenne pression ; mais ils ont toujours un appareil auxiliaire à vapeur asservi lorsque ces machines sont puissantes et à haute pression.

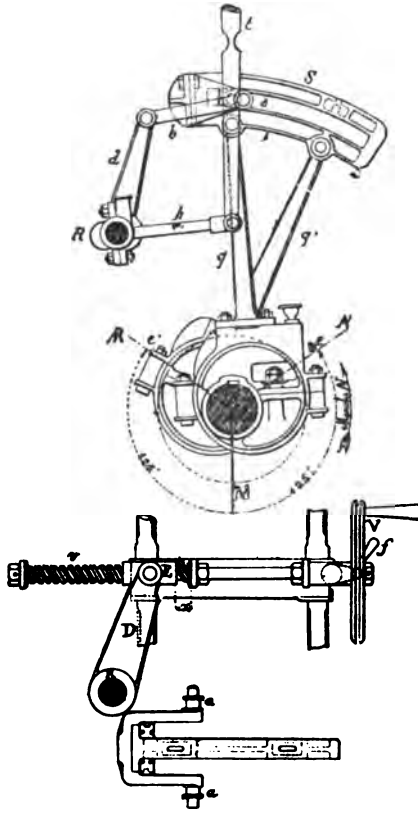


Fig. 163 *bis*. — Mise en train Normand pour torpilleur.

E E', excentriques de commande du secteur SS.
q q', queues des excentriques.
R, arbre de rappel ou de relevage.
D, manivelle calée sur l'arbre de rappel et actionnée par le volant V l'écrou E, et la vis *v*.
d b f h, parallélogramme relié à l'arbre de rappel et au secteur et assurant à la tige *t* du tiroir un mouvement vertical.

Les secteurs dans leur disposition peuvent être à bielles décroisées ou à bielles croisées : ils sont à bielles décroisées lorsque l'angle de *toc* formé par les rayons des excentriques est tourné du côté du secteur et que les bielles ne sont pas croisées et le secteur est à bielles croisées, lorsque ce même angle par rapport au secteur

est dans la position que précédemment et que dans cette position les bielles sont croisées. Comme nous le verrons plus tard, les changements apportés dans la régulation par un même déplacement du secteur diffèrent beaucoup entre ceux d'un secteur à bielles croisées et ceux d'un secteur à bielles croisées.

DISPOSITION D'UNE MISE EN TRAIN A SECTEUR STÉPHENSON APPLIQUÉE A UNE MACHINE OSCILLANTE

Par suite du mouvement oscillant du cylindre, il était impossible de lier directement les bielles des excentriques au secteur, qui doit entraîner la tige du tiroir; on a donc été conduit à adopter la disposition suivante. Les deux excentriques EE' ont également leurs bielles *b* et *b'* reliées aux extrémités d'un secteur S*t* Stéphenson.

Dans la coulisse de ce secteur est placé un coulisseau C emmanché sur le tourillon *t* fixé sur la queue Q de l'arc de Penn A*p*; dans la coulisse de cet arc est logé le coulisseau C' qui à l'aide du levier L qui, oscillant autour de l'axe *o* et des menottes *mm*, transmet le mouvement à la tige *t* du tiroir, qui est guidée par une douille *g*.

L'arc de Penn est guidé dans son mouvement par les deux colonnes G et G' fixées sur la plaque de fondation, le prolongement t_1 de la queue de l'arc d Penn, sert de guide à cet arc. Un volant V portant un écrou E logé dans un palier oscillant P rappelle la vis *v*, et par consé-

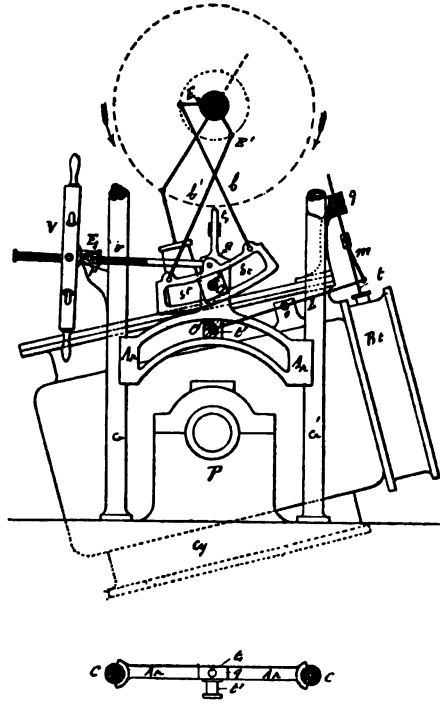


Fig. 164. — Vues 1 et 2.

quent le secteur *St*. Pour opérer les changements de marche il suffira donc de manœuvrer le volant dans le sens convenable de la marche à obtenir.

COULISSES DE STÉPHENSON

ÉPURE

Explication élémentaire du jeu du secteur. — Dans les dispositions actuelles des secteurs, les bielles des excentriques peuvent être croisées ou décroisées.

1° Les secteurs sont dits à *bielles croisées* lorsque l'angle de *toc* étant tourné du côté de la tige du tiroir les bielles se croisent.

2° Les secteurs sont dits à *bielles décroisées* lorsque l'angle de toc étant tourné du côté de la tige du tiroir, ces bielles ne sont pas croisées. Comme nous le verrons, on emploie l'un ou l'autre de ces deux genres de secteur, selon le but que l'on se propose, et le résultat que l'on veut obtenir.

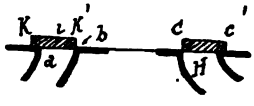


Fig. 165.

Occupons-nous d'abord du secteur à bielles décroisées.

Que ce soit l'un ou l'autre que l'on emploie, les renversements de marche se font d'une façon rapide et sans stopper ; comme les orifices se découvrent progressivement par la manœuvre du secteur, les chocs, en passant d'une marche à une autre, ne sont donc pas sensibles ; le secteur permet aussi de faire varier la durée de l'introduction et par conséquent de produire une détente plus ou moins prolongée ; à lui seul il remplit donc les fonctions de deux organes. Comme nous le verrons par le tracé de l'épure, on peut considérer le tiroir, conduit par l'intermédiaire d'un secteur de Stéphenson, comme s'il l'était par un seul excentrique dont le rayon pourrait augmenter ou diminuer à volonté, et par conséquent la course du tiroir augmente ou diminue dans les mêmes proportions ; et diminuer ou augmenter la course, c'est augmenter ou diminuer l'angle de calage puisque à demi-course il vaut 180°.

Prenons un tiroir à coquille conduit par un excentrique de rayon *ab* égal à la hauteur d'un orifice de la glace du cylindre. Il est évident qu'en faisant tourner d'un demi-tour la machine avec un recouvrement positif *ak* de la barrette du tiroir sur l'orifice *B*, et un recouvrement nul à l'évacuation H ; dans ce mouvement l'orifice B sera découvert d'une quantité *ai*, et l'orifice d'évacuation H de toute sa hauteur. Le tiroir aura donc marché des quantités $ak + ai = ab$ égal au rayon d'excentrique, le point *k* ou le bord de la barrette à l'introduction et le point C de l'orifice H

d'évacuation en e' ouvrant en grand cet orifice ; les orifices B et H ayant les mêmes dimensions, il faut donc qu'avec les mêmes recouvrements des barrettes sur les orifices, les mêmes degrés d'introduction aient lieu. Avec des bielles infinies restant constamment parallèles à elles-mêmes et à la tige du tiroir, si l'on diminue le rayon de l'excentrique, les périodes d'introduction et d'évacuation commenceront aux mêmes points ; mais la durée de ces périodes sera diminuée dans le même rapport.

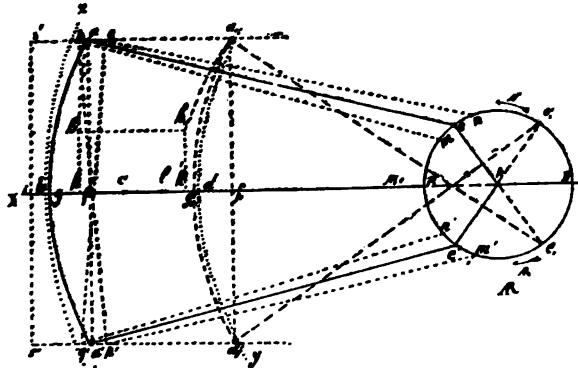


Fig. 166.

Le secteur dont la coulisse a une forme convenable permet au tiroir d'occuper toujours la même position à mi-course, d'occuper toujours la même position par rapport aux arêtes d'introduction et d'évacuation.

Cela dit, proposons-nous d'étudier et de déterminer les changements qui pourront être apportés à la distribution et à la régulation par le fait de l'emploi du secteur, en tenant compte de la remarque que nous avons faite au sujet du secteur, en le comparant à un excentrique dont le rayon peut varier de grandeur. Connaissant la course du tiroir et l'angle de calage pour les marches avant et arrière.

Sur une droite XM qui suit la tige du tiroir ; c'est-à-dire qui passe par le centre A de l'arbre moteur, décrivons du centre A avec un rayon égal à la mi-course du tiroir la circonférence BA qui nous représentera celle décrite par le rayon du chariot de l'excentrique en tournant autour de l'axe A de l'arbre moteur sur lequel l'excentrique est fixé.

Prenons le piston que nous considérons au point mort haut ; menons les rayons Ae pour la marche AI et Ae' pour la marche AR, tirons la corde ee' de l'angle de calage e'Ae, la direction XM du

chemin parcouru par le tiroir sera perpendiculaire sur le milieu de cette corde; des points B — A et D, avec la longueur d'une bielle comme rayon décrivons des arcs qui couperont la direction XM du tiroir aux points *b*, *c* et *d*.

Les points *b*, *c* et *d* représenteront donc les points extrêmes et de demi-course du bouton d'entraînement du tiroir comme s'il était conduit par un seul excentrique de rayon A*e*.

Prenons maintenant le secteur pour conduire le tiroir; nous supposerons d'abord la courbure et la longueur du secteur représentées par sa corde; cette corde est généralement prise égale à deux fois et demi la longueur du rayon d'excentrique; mettons le secteur à demi-suspension, la direction XM du chemin parcouru par le tiroir sera comme nous l'avons déjà dit perpendiculaire sur le milieu de la corde de l'angle de calage *e'*A*e* et sur celle qui représente la longueur du secteur. En un point *s* pris sur la direction XM et en dehors de la limite de la course du tiroir, élevons une perpendiculaire *s's''*, portons sur cette perpendiculaire et de chaque côté du point *s* milieu des longueurs *ss'* et *ss''* égales à une fois et quart le rayon A*e* de l'excentrique, par les points *s'* et *s''* menons des parallèles *s'a*, et *s''a'* à XM, et des points *c* et *e'* avec des longueurs égales à la bielle, décrivons des arcs de cercle qui couperont ces parallèles aux points *a* et *a'* qui seront les extrémités de la corde du secteur ou de la ligne médiane de sa courbure.

Faisons faire maintenant un demi-tour à la machine, la corde ou la médiane du secteur étant relié aux rayons A*e* et A*e'* par les bielles d'excentriques; dans ce mouvement la manivelle AM' viendra sur un prolongement en AM, et les rayons d'excentriques sur leurs prolongements, les points *e* et *e'* aux points $e_1 e'_1$; les rayons A*e* et A*e'* faisant, encore l'angle e'_1, A e_1 égal à l'angle de calage; et si des points e'_1 et e_1, avec des rayons égaux à la longueur des bielles d'excentriques, nous décrivons des arcs qui couperont les parallèles $s'a_1$ et $s''a'_1$ aux points a_1 et a'_1, la position a_1 et a'_1 sera donc la nouvelle position de la corde ou médiane du secteur, et son point milieu *f* sera toujours sur la direction XM conduisant le tiroir; les deux positions de cette corde *aa'* et $a_1\ a'_1$ que nous avons déterminées par le mouvement que nous avons imprimé à la machine représentant les positions extrêmes du tiroir, par conséquent la distance des points milieux *f* et f_1 de cette corde représentera sur XM la limite de la course du tiroir, la bielle de suspension du secteur étant suffisamment longue, il faut admettre que *f* et f_1 resteront constamment sur la direction XM. La distance ff_1 représentera bien la course du tiroir, et en effet, en nous reportant à la position extrême du début *aa'* de la corde du secteur, les rayons des excentriques étaient en A*e'* et A*e'*; si nous opérons dans cette position un mouvement élémentaire *em* dans le sens de la marche avant, les deux rayons d'excen-

triques occuperont les nouvelles positions Am et Am'; dans ces déplacements élémentaires nous pourrons considérer la direction du chemin parcouru par les pieds des bielles comme parallèle à XM, et en décrivant des arcs des points m et m' avec les bielles pour rayon. Ces arcs couperont les parallèles $s'a_1$ et $s''a'_1$ aux points p et p', dans le petit mouvement que nous avons opéré, les pieds des bielles étant en p et p', on constate que l'extrémité supérieure a de la corde a été repoussée sur la gauche par la bielle de marche N d'une quantité ap, tandis que son extrémité inférieure a été rappelée sur la droite d'une quantité $a'p'$ par la bielle de la marche R; or d'après les chemins parcourus par les pieds des bielles et par la position des deux rayons Am et Am', il est clair que la quantité $a'p'$ dont l'extrémité inférieure du secteur a été rappelée sur la droite pour la marche R est plus grande que ap dont elle a été repoussée sur la gauche pour la marche N; il s'ensuit donc que le milieu f de la corde du secteur s'est déplacé sur la droite, et que ce déplacement s'accentuera de plus en plus du même côté avec le mouvement en avant des rayons d'excentricité.

Opérons maintenant le même mouvement élémentaire dans le sens contraire, marche R, et supposons que le point e est venu en n' et le point e' en n', les rayons en An et An'.

Comme dans la position que nous envisageons, le rayon An vient sur la droite tirant vers la mi-course et le rayon An' se rapprochant de son point mort, si de ces points nous décrivons des arcs de cercle coupant les parallèles $s'a$ et $s''a'_1$ à XM avec la longueur de bielles pour rayon, le point a de la partie supérieure a été appelé au point q et le point inférieur a' repoussé au point q'; les déplacements aq et $a'q'$ en sens contraire, par la position des rayons des excentriques, ne sont pas égaux, la quantité aq dont l'extrémité supérieure de la coulisse a été rappelée est plus grande que la quantité $a'q'$ dont elle a été repoussée; par conséquent le point milieu f de la coulisse est encore venu sur la droite. Dans les deux mouvements que nous avons opérés le point milieu f de la corde du secteur s'est donc toujours déplacé vers la droite et ce mouvement s'accentuera davantage avec le mouvement des rayons des excentriques. On voit donc clairement que le point f est la limite extrême de gauche de la corde du secteur ou du tiroir; et ce dernier est bien à son point mort comme nous venons de le voir, lorsque les deux rayons Ae et Ae' des excentriques formant l'angle de calage eAe', la direction XM du chemin parcouru par le tiroir est perpendiculaire sur le milieu de la corde ee' de l'angle de calage; le tiroir dans cette position est arrivé à son point mort bas et le piston arrive en même temps à son point mort haut, et les choses se passent comme si le tiroir était conduit par un seul excentrique faisant un angle de calage

de 180°. En répétant les mêmes opérations, on prouverait de même que le milieu f_1 de la coulisse est la limite extrême sur la droite de cette coulisse, et par conséquent le piston et le tiroir seraient encore arrivés en même temps à leurs points morts de noms opposés. Comme nous l'avons déjà fait observer, il faut que le point milieu f soit toujours situé sur la direction XY, ce qui arrive avec une bielle de suspension suffisamment grande. La distance ff_1 parcourue par le milieu de la coulisse est donc bien la course ou le déplacement opéré par le tiroir pendant un demi-tour de la machine et sa mi-course est en l. Quand le tiroir est conduit par un excentrique ordinaire de rayon Ae ou Ae', sa course est bd diamètre de la circonférence décrite par Ae, et le point milieu c de bd est sa mi-course, ce point c est reporté de c en l avec l'emploi du secteur, pour le moment, avec l'emploi de la corde aa'; donc le tiroir est reporté sur la droite de cette quantité cl; par conséquent le tiroir ne serait pas à demi-course s'il était conduit par la corde avec le même angle de calage que conduit par un seul excentrique; il faut donc donner à la corde une courbure convenable de façon à ramener le tiroir sur la gauche de la quantité cl dont il avait été porté sur la droite; il faut donc reporter les points f et f_1 sur la gauche de la quantité lc et nous obtiendrons les points g et g_1 par lesquels la courbe devra passer; ayant les points d'origine a et a' et le troisième point g, on pourra tracer l'arc de cercle qui passera par ces points et qui remplira les conditions que l'on s'est imposées; c'est-à-dire que quel que soit le mode d'entraînement du tiroir, la mi-course doit avoir lieu en un point invariable situé sur XM; les deux positions extrêmes de la courbure seront donc aga' et $a_1g_1a'_1$; il est facile de remarquer que la course bd parcourue par le tiroir conduit par un seul excentrique est plus grande que celle gg_1 parcourue par le tiroir conduit par le point milieu d'un secteur. La forme de la courbure à donner au secteur est donc dépendante du résultat que l'on se propose d'obtenir. Si l'on veut obtenir un déplacement brusque du tiroir, la courbure devra être très prononcée. Mais ce que l'on doit chercher à obtenir du secteur, s'il ne doit servir qu'aux changements de marche, et ne marcher qu'à pleine suspension, n'est pas le cas général; et dans son emploi il entre d'autres considérations, si l'on veut marcher à des suspensions intermédiaires, il faut pour que les déplacements de la mi-course soient aussi réduits que possible et que les variations dans la durée de l'introduction se fassent dans de bonnes conditions, que la courbure du secteur soit moins prononcée.

Dans certaines dispositions de machines, les bielles d'excentriques sont souvent très courtes et les courbures des secteurs très prononcées; et les changements dans la suspension, lorsqu'ils dépassent une certaine limite, donnent lieu à une distribu-

tion ou régulation défectueuse. La réduction de la course que l'on observe sur les tiroirs conduits par le secteur est dépendante de la longueur de la corde du secteur. En effet, si nous réduisons la longueur de la corde à l'aide de la bielle de suspension de façon à ce que le point a vienne en h, dans la pratique c'est le secteur que l'on abaisse ou que l'on élève par rapport au coulisseau d'entraînement de la tige du tiroir, et le point a_1 en h_1 ; les bielles d'excentriques conservant leur même longueur ; la course produite par le point milieu de la corde KK' plus petite que gg_1 ou que son égale ff_1. On peut donc conclure que la course parcourue par le point milieu augmente avec la longueur de la corde de l'arc et pourrait même dépasser cette dernière, si la longueur de la coulisse n'était pas arrêtée à la valeur de deux fois et demi le rayon de l'excentrique. Avec le secteur, à chaque suspension correspond donc un changement de course et une variation de l'angle de calage. En termes usuels, en abaissant la coulisse on diminue la course et on augmente l'angle de calage qui peut atteindre 180°. La diminution de la course peut être telle que les recouvrements des barrettes sur les orifices existent toujours et ne démasquent pas les orifices. Dans la construction de la machine, on dispose toujours le secteur de manière à ce que le secteur soit en bas pour la marche AV.

SECTEUR A BIELLES CROISÉES

Concevons les mêmes longueurs de bielle et de rayons d'excentriques, prenons également le même angle de calage, le piston au même point mort, la manivelle motrice en M_1 ; mais les bielles d'excentriques étant croisées et le secteur devant se trouver en bas pour ne pas gêner la circulation dans les machines horizontales, la bielle de la marche AV occupe la position de la bielle de la marche AR et celle de la marche AR celle de la marche en avant.

Dans les machines verticales le secteur est dans l'intérieur des machines pour la marche AV.

Dans l'emploi de ce secteur, faisons la même construction que pour le précédent ; les points aa' et a_1a_1' correspondent aux mêmes pieds de bielles d'excentriques et aux mêmes positions du piston. De cette construction il résulte clairement sur la figure qu'après avoir fait faire un demi-tour à la machine, la course du milieu f de la corde est toujours ff_1 égale à celle du milieu gg_1 de l'arc, mais cette course est bien inférieure à celle bd d'un tiroir conduit par un seul excentrique calé à 180° ; il y a donc comme dans le secteur à bielles décroisées diminution de la course et augmenta-

tion de l'angle de calage, en passant de la pleine suspension à la demie : mais ce que l'on constate surtout, c'est la diminution rapide de la course lorsque l'on se rapproche de la demi-suspension, et il ne pourrait en être différemment, puisque les longueurs des bielles d'excentriques restent les mêmes et que leurs articulations sont interverties à leur pieds sur le secteur. Avec la réduction de cette course et des recouvrements un peu forts, les orifices du cylindre peuvent rester fermés. En plaçant le tiroir à mi-course le stoppage de la machine est assuré.

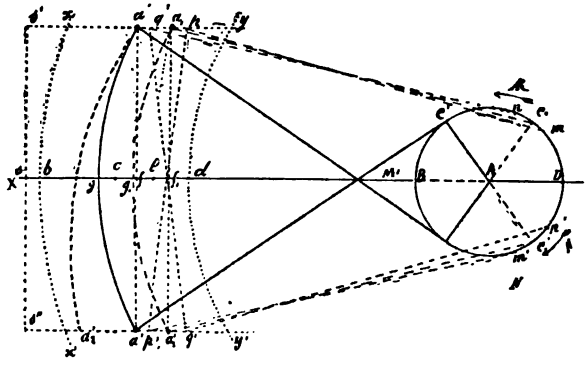


Fig. 167.

Ce mécanisme de renversement de marche et de production de détente tout à la fois est jusqu'à présent, l'assemblage le plus sûr pour produire une distribution et une détente convenable; il fait donc à lui seul l'office de deux organes. Dans quelques machines Woolf, le cylindre milieu admetteur est encore quelquefois muni d'un appareil spécial de détente malgré la distribution par secteur; mais les cylindres détendeurs n'ont généralement pas d'autres organes de détente que le secteur; le Creusot change le point de suspension de la bielle de rappel. Avec la commodité qu'il donne pour le passage prompt presque brusque d'une marche à une autre, tout en produisant une détente convenable, en a fait généraliser l'emploi.

L'étude complète du mouvement de la coulisse est assez compliquée : le centre instantané est situé sur la bielle de relevage.

L'augmentation de l'angle de calage est rendue manifeste par la figure 168. Soit en effet la circonférence *o*A décrite par le rayon R de l'excentrique et *o*B la direction prolongée de la tige du tiroir, AB la direction de la bielle d'excentrique pour la marche AV, le piston étant au point mort bas; menons OA et abaissons la perpendiculaire *om*, l'angle *mo*A sera l'avance angulaire pour cette

position du secteur. Relevons ou abaissons le secteur d'une quantité BE, tirons AE la nouvelle position de la bielle, abaissons la perpendiculaire *on*, nous aurons le nouvel angle d'avance A*on* plus grand que le premier A*om*. Donc l'angle de calage croît en rapprochant le milieu de la coulisse ou le centre du coulisseau de

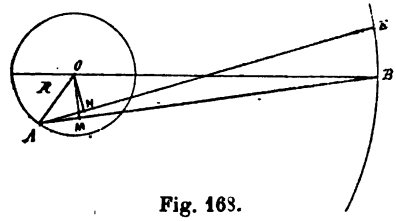


Fig. 168.

la direction de la tige du tiroir. La position que nous avons prise correspond au point mort bas, on peut répéter la même construction pour le piston au point mort haut, mais si la longueur des bielles n'est pas infinie, l'avance angulaire est toujours moindre pour l'autre point mort à cause de l'obliquité de la bielle; l'avance angulaire change aussi d'une marche à une autre.

COMPARAISON ENTRE LES DEUX SECTEURS

Si dans une machine à établir, le seul but du secteur est d'opérer les renversements de marche, on peut faire indistinctement usage de l'un ou de l'autre, selon le sens de la rotation de l'arbre et la position que l'on voudra faire occuper au secteur pour le sens de la rotation adoptée; mais si au contraire, le secteur en dehors du renversement de marche est appelé à produire de la détente, il sera préférable d'employer le secteur à bielle décroisée comme apportant moins de perturbation dans les éléments de la régulation, la course diminuant peu par le déplacement de la coulisse; les changements sensibles dans la régulation ne sont donc dus qu'à l'augmentation de l'angle de calage. Il n'en est pas de même comme nous l'avons vu avec le secteur à bielles croisées. La réduction de la course est très rapide, et l'angle de calage augmente également; il en résulte donc que si on voulait produire le même degré de détente qu'avec le secteur à bielles décroisées, par suite de la diminution rapide de la course du tiroir, l'introduction pourrait cesser avec des recouvrements généralement admis dans la régulation et la machine se stopper. Si le secteur à bielles décroisées a l'inconvénient de ne pas toujours permettre le stoppage immédiat de la machine, en le

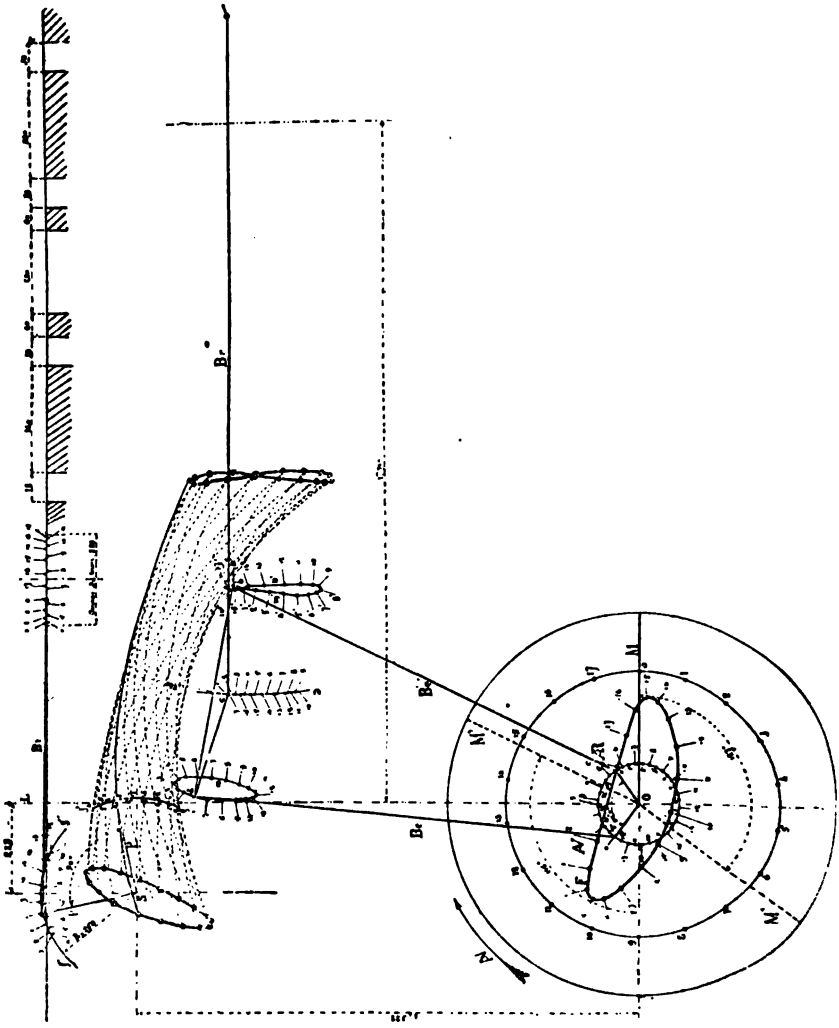


Fig. 169.

plaçant à mi-suspension, ce que l'on obtient alors par la fermeture du registre de vapeur, il a du moins l'immense avantage sur le secteur à bielles croisées de produire une détente plus prolongée.

CONSTRUCTION DE L'ÉPURE DU SECTEUR « TOURVILLE »

(fig. 169.)

Pour construire cette épure on fait tourner les deux rayons des excentriques d'angles suffisamment petits à la fois pour que l'on puisse supposer que pour chacun de ces mouvements élémentaires, la coulisse tourne autour d'un centre instantané ; on divis la circonférence décrite par les centres des excentriques en u certain nombre de parties égales, 18 par exemple, 1, 2, 3, 4, 5..., 18 et 1', 2', 3', 4', 5' 18'..., et que de chacun de ces points comme centres, avec un rayon égal à la longueur des bielles d'excentriques on décrive des arcs de cercle, puis que l'on place le triangle *abc* de manière que les deux sommets *a* et *b* s'appuient sur ces arcs et le sommet *c* sur l'arc *de* décrit par l'axe du tourillon avec la bielle de relevage comme rayon, on obtiendra les points 0, 1, 2, 3, etc., sur l'arc *de*; de chacun de ces points comme centres avec $ac = bc$ pour rayons, on décrira des arcs qui couperont les premiers aux points 0, 1, 2, 3..., 18 et 0', 1', 2', 3'..., 18', on obtient les deux courbes *m* et *m'n'* décrites par les pieds des bielles d'excentriques.

En décrivant de chacun de ces points comme centres, avec les bielles d'excentriques comme rayons, des arcs qui se coupent deux à deux, on obtient la courbe F, lieu des centres de la coulisse.

De chacun de ces points de cette courbe 0, 1, 2, 3..., 18, on décrit des arcs qui coupent l'arc *fg* décrit par l'extrémité du levier P, des points correspondants *f'g'*; avec la longueur de la bielle du tiroir, on décrit des arcs qui donnent les diverses positions du tiroir et sa course.

MOUVEMENT INSTANTANÉ; CENTRE INSTANTANÉ

D. — Qu'appelle-t-on mouvement instantané ?

R. — On appelle *mouvement instantané*, le mouvement que prend un corps solide pendant un temps infiniment petit. Ce mouvement se réduit dans le cas le plus général à un mouvement *hélicoïdal ;* c'est-à-dire à un double mouvement : d'abord à un mouvement

de rotation autour d'un axe et en second lieu à un mouvement de translation parallèle à cet axe ; ce qui est le cas le plus général d'une vis dans son écrou. On peut établir cette proposition de plusieurs manières ; nous adopterons la suivante qui a l'avantage de fixer l'attention sur divers cas particuliers intéressants. Etudions d'abord le mouvement d'une figure plane sur un plan, celui d'une droite AB pour venir occuper la position A'B', joignons AA' et BB' et sur le milieu de chacune des lignes de jonction AA' et BB', élevons des perpendiculaires, dont le point de rencontre est en *o*. Les distances *o*A et *o*A' seront égales ainsi que les distances *o*B et *o*B'. Les deux triangles A*o*B et A'*o*B' seront égaux comme ayant leurs trois côtés égaux chacun à chacun ; et si l'on faisait tourner le premier autour du point *o*, il viendrait après une rotation élémentaire se placer en A'*o*B'. Le mouvement instantané de la droite AB est donc une rotation autour du point *o*, déterminé comme nous venons de le dire par la rencontre des deux perpendiculaires *oa* et *ob*. Considérons maintenant dans le même plan un point quelconque M lié invariablement aux points A et B. Après le déplacement de la droite AB, il sera venu se placer en M' et le triangle A'M'B' sera égal au triangle AMB en vertu de la liaison invariable indiquée, joignons *o*M et *o*M', les deux triangles *o*AM et *o*A'M' seront égaux ; car on a *o*A = *o*A', AM = A'M' et l'angle *o*AM somme des deux angles *o*AB et BAM est égal à l'angle *o*A'M', somme des deux angles *o*A'B' et B'A'M', respectivement égaux aux deux premiers : donc OM = OM', et le point M peut être considéré comme étant venu en M' par une rotation autour du point *o*. On en pourrait dire autant de tout autre point invariablement lié aux points A et B. Il en résulte que si une figure quelconque invariable de forme et dont les points A et B font partie, se déplace dans son plan de manière que AB vienne en A'B', tous les points de la figure pourront être regardés comme ayant tourné autour du même point *o*. On peut donc dire que le mouvement instantané le plus général d'une figure plane dans un plan est une rotation autour d'un point de ce plan. Ce point est ce que l'on appelle le centre instantané de rotation.

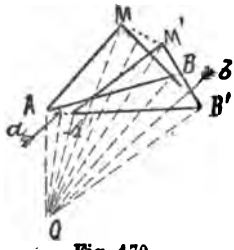


Fig. 170.

Théorème de M. Chasles sur les mouvements des systèmes articulés (fig. 171). — Supposons un système articulé d'une forme quelconque, en prenant pour exemple un balancier CI, sa bielle BC et sa manivelle AB. Admettons que ce système articulé subisse un déplacement et que le point C de la tête du balancier vienne en C'. On pourra toujours ramener par un mouvement circulaire

ce système articulé à sa position primitive. Quand le point C est venu en C', l'extrémité B de la bielle est venue en B' et la bielle BC occupera la position B'C'; ces deux positions de la bielle se couperont en un certain point D appartenant à chacune d'elles. Or le point de BC qui est venu en D dans le mouvement de C en C' et de la bielle BC en B'C' était évidemment à une distance d'une quantité CD'' = C'D ou en D'' et le point de B'C' qui est venu en D par le même déplacement était en D', à une distance C'D' = CD, donc pour que le système reprenne sa place, il suffit de ramener D en D'' et D' en D, ce qui peut être obtenu en faisant mouvoir ces points sur un cercle qui passe par les points D'D et D'' et dont le centre est en *o'* à la rencontre des perpendiculaires élevées sur les milieux de DD' et DD''. Le point *o'* est le centre instantané du système.

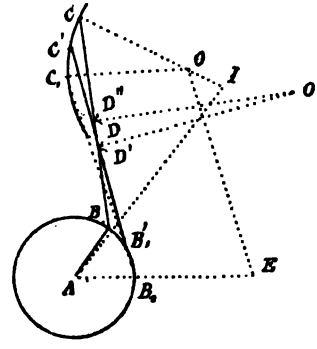


Fig. 171.

Cas ou le déplacement du système est infiniment petit. — Lorsque le système articulé, s'est déplacé d'une quantité finie, il est clair que le mouvement circulaire par lequel on peut le ramener à sa position primitive n'est pas le même que le mouvement réel par lequel il s'est déplacé; mais s'il ne s'agit que d'un mouvement élémentaire, chaque point du système décrit un élément de courbe qui se confond avec un arc de cercle dont le centre est sur la normale à la courbe réellement décrite par le point que l'on considère.

Donc dans ce cas, le mouvement circulaire par lequel on ramènerait le système à sa position primitive se confond avec le mouvement élémentaire réel; donc réciproquement celui-ci peut à chaque instant être remplacé par un mouvement circulaire autour d'un centre variable ou *instantané* qui pour chaque position particulière peut être déterminé par la rencontre des normales menées en deux points quelconques des courbes ou chemins décrits par deux points d'une même pièce, et, par l'exemple choisi, par les extrémités de la bielle qui sont assujetties à parcourir des courbes données, courbes dont l'une est pour le point C le cercle de rayon CO dont la normale est CO et l'autre par le point B, le cercle du bouton de la manivelle dont la normale correspondante est AB. Les deux droites CO et AB prolongées se rencontrent en un point I, le centre *instantané* de rotation.

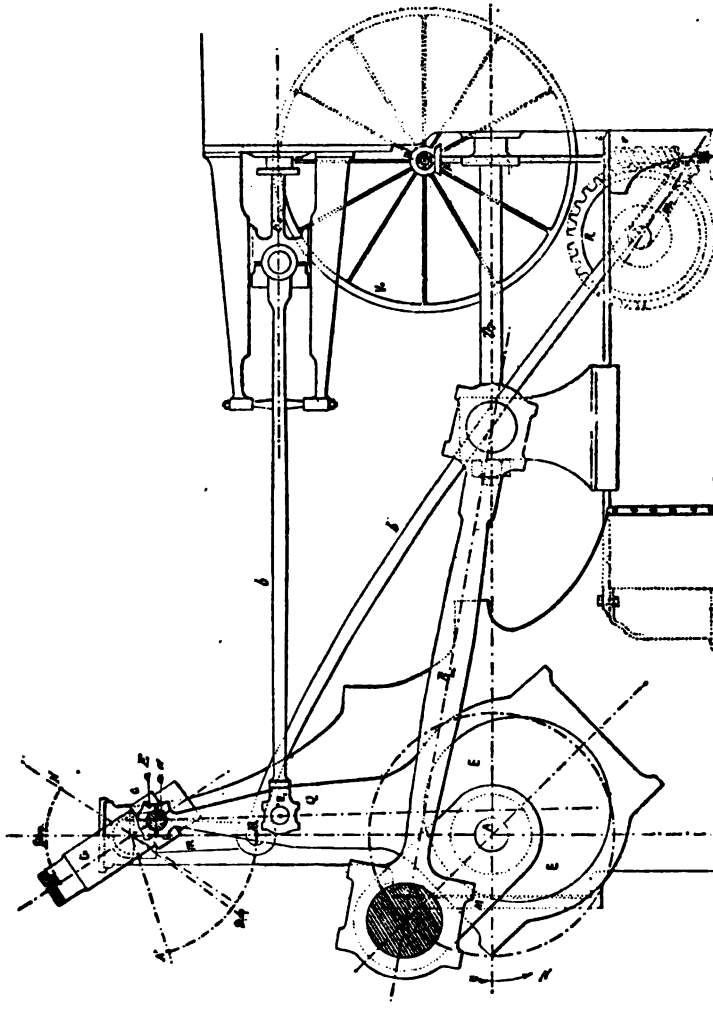


Fig. 172. — Vue 1.

MISE EN TRAIN SYSTÈME MARSCHAL

ADOPTÉE SUR LE « LATOUCHE-TRÉVILLE »

(Fig. 172.) Sur les croiseurs, on a adopté une nouvelle mise en train à un seul excentrique E dont le chariot est claveté sur l'arbre

moteur et sans déclanche et peut produire comme le secteur Stéphenson, non seulement la régulation normale d'un tiroir, mais aussi produire de la détente dans une certaine limite.

Cette disposition est employée sur le *Latouche-Tréville* et sur plusieurs autres croiseurs; la mise en train a pu recevoir des modifications dans sa construction, mais le principe en reste le même. Dans la construction des nouveaux appareils, on semble devoir limiter la transmission du mouvement du tiroir à un seul excentrique; mais il faut alors que ce dernier soit cylindrique et ne présente pas cette résistance d'un tiroir à coquille avec son compensateur, ces systèmes de mise en train à un seul excentrique s'accommodent très bien avec les tiroirs cylindriques qui n'ont d'autre résistance à vaincre que celle due au frottement de leur garniture métallique dans leur cylindre. Le rayon de l'excentrique E fait avec l'axe de la manivelle mo-

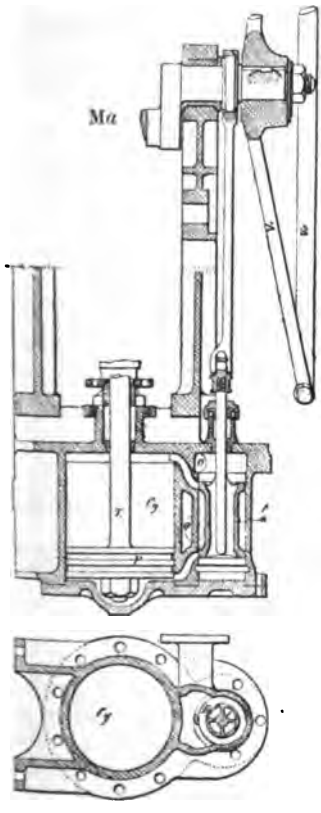


Fig. 172. — Vue 2.

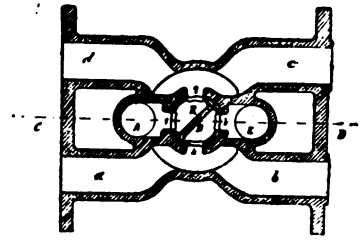


Fig. 172. — Vue 3.

trice AM, un angle de 180°; l'extrémité E' de la queue est guidée par un coulisseau C coulissant sur une glissière G venue de forge avec l'arbre commun *a* de relevage des autres glissières conduisant les autres tiroirs. Sur cet arbre est calée une manivelle *m* articulée à l'extrémité d'une bielle *b* dont l'autre extrémité de cette bielle *b'* est articulée à une autre manivelle m_1 clavetée sur l'arbre d'une roue striée R laquelle reçoit son mouvement d'une vis sans fin V, recevant son mouvement par l'intermédiaire du

volant V_0 et des deux engrenages coniques p et p'. Au point E_1 de la queue de l'excentrique E est articulée la bielle b transmettant le mouvement rectiligne alternatif, la tige du tiroir. La roue striée R peut être actionnée à bras à l'aide du volant V^0 directement ou par un moteur à vapeur.

Pour opérer le renversement de marche, il suffit d'amener la coulisse G dans les positions indiquées N. stop et AR.

Pour le cylindre admetteur et le tiroir T (voir la planche de la machine).

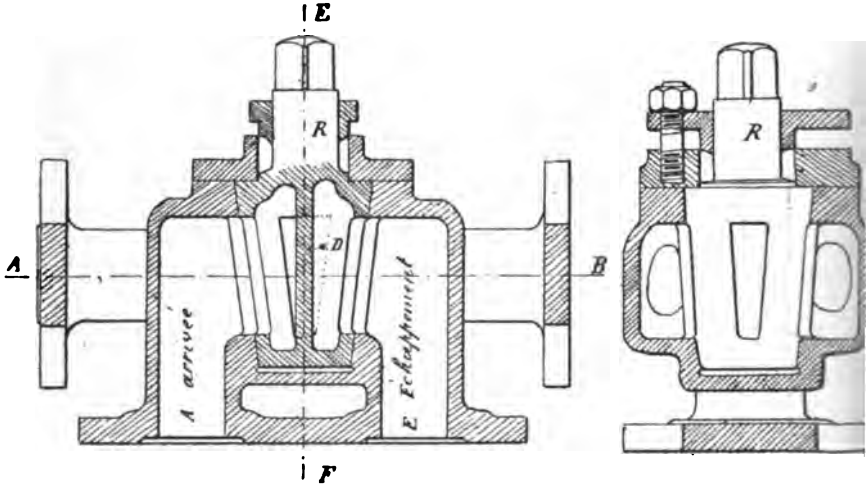
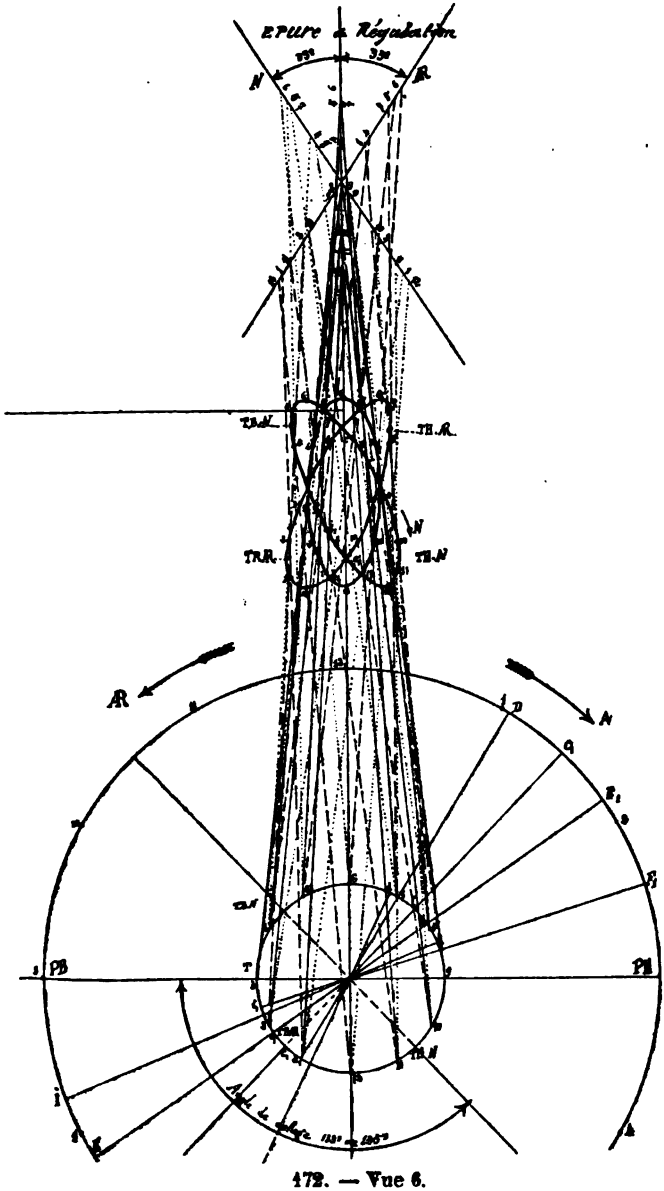


Fig. 172. — Vues 4 et 5.

Pour les tiroirs des cylindres milieu et extrême, c'est par l'intermédiaire de balanciers ou leviers verticaux doubles ayant un axe d'oscillatisn fixé à la base de la machine. Dans les positions extrêmes à pleine introduction, l'angle formé par les axes de la glissière G et de la queue de l'excentrique E est grand, il en résulte donc un frottement sensible du coulisseau C sur la glissière G et par conséquent une usure assez sensible de ces deux pièces en contact. A une allure assez rapide, ces mouvements donnent lieu à des trépidations à l'arbre a et aux bâtis qui le supportent. Ce système est simple, et pendant tous les essais de recette de l'appareil, il n'a donné lieu à aucun incident.

Le renversement de marche à la vapeur s'opère rapidement.

(Fig. 172, vue 2.) La machine auxiliaire qui actionne la mise en train se compose de deux cylindres cy dont les bielles des pistons (vue 2) sont articulées sur la même manivelle Ma, sur cet arbre



172. — Vue 6.

est calé l'excentrique *e* qui commande le tiroir *t* de distribution de vapeur et est transformé en tiroir D ou en tiroir à coquille selon le sens de la marche que l'on veut obtenir. Le changement de direction du courant de vapeur pour chacune des marches est

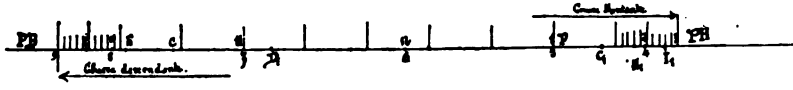


Fig. 172, vue 6. — Course du piston.

obtenue par la manœuvre du robinet R à quatre orifices 1-2-3-4 séparés deux à deux par une cloison diamétrale D, vue 3.

Selon la position du robinet indiquée par indications *ad hoc*, les conduits *c* et *d* et *a* et *b* peuvent alternativement servir soit à l'introduction de la vapeur dans la boîte du tiroir *t* ou d'évacuation, par les orifices A et E selon qu'ils sont en communication avec l'orifice A d'arrivée de vapeur ou avec l'orifice E d'évacuation commun aux conduits *c* et *d* et *a* et *b*.

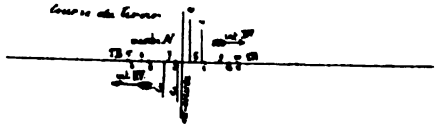


Fig. 172, vue 6. — Course du tiroir.

Les orifices *c* et *d* correspondent pour les orifices d'un tiroir à coquille et les orifices *a* et *b* pour les fonctions d'un tiroir en D.

Selon que l'on tourne le robinet R dans un sens ou dans un autre, on transforme dans le tiroir *t* soit en coquille soit en D.

Mise en train du « Fleurus. » (Creusot.) Voir la planche de la machine). — Cette disposition se compose également d'un excentrique E*c* dans le chariot est calé à 180° par rapport au rayon de la manivelle motrice. A un point *b* de la bielle d'excentrique B est articulée l'extrémité *b* d'une bielle BT dont l'autre extrémité b_1 est articulée au tourillon d'une manivelle *m'* sur laquelle vient s'articuler la bielle BL qui transmet le mouvement rectiligne alternatif à la tige du tiroir. Chaque cylindre est disposé de la même façon. Un mouvement à sonnette *m'am* transmet à chaque tiroir son mouvement.

En *o'* l'extrémité de la queue de l'excentrique est articulée, l'extrémité *o* de la bielle directrice C dont l'autre extrémité *o'* est articulée sur une pièce $o'o_1o''$ en forme de T; en *o*, est articulée l'extrémité *o'* de la bielle de relevage BR; l'autre extrémité de cette bielle est articulée à la manivelle M^2 calée sur l'arbre AM qui reçoit son mouvement de la mise en train. Dans le mouvement de montée ou de descente de la bielle de relevage BR, le bras en forme de T *o'o.'o''* oscille avec l'arbre AR. Dans ce mouve-

ment circulaire alternatif la bielle directrice C fait donc monter ou descendre la queue B de l'excentrique, détermine un mouvement oscillatoire à l'arbre de chaque tiroir par la bielle BT et le mouvement à sonnette et à l'arbre de chaque tiroir. Dans ce mouvement, on change l'angle de calage et la machine se met en marche dans le sens que l'on a choisi.

DISPOSITION ADOPTÉE SUR LE TORPILLEUR 191
(fig. 173.)

Cette disposition se compose d'un excentrique E calé à 180° par rapport à l'axe de la manivelle motrice; l'arbre de relevage B porte deux bras A.A. venus de forge avec lui et reliés en *u* par un boulon faisant entretoise. Sur cet arbre est également clavetée la manivelle C sur laquelle est articulée la bielle VV

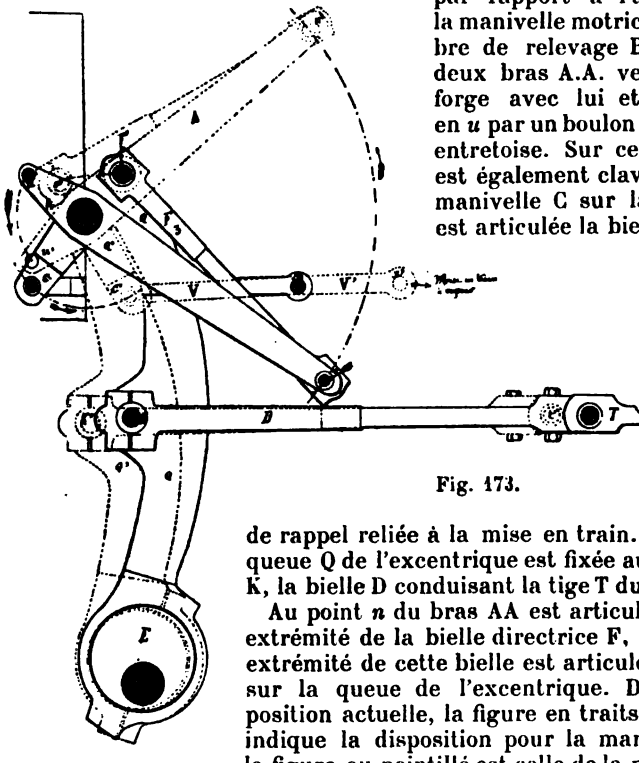


Fig. 173.

de rappel reliée à la mise en train. Sur la queue Q de l'excentrique est fixée au point K, la bielle D conduisant la tige T du tiroir.

Au point *n* du bras AA est articulée une extrémité de la bielle directrice F, l'autre extrémité de cette bielle est articulée en *o* sur la queue de l'excentrique. Dans la position actuelle, la figure en traits pleins indique la disposition pour la marche N, la figure ou pointillé est celle de la marche AR. Dans les planches on trouvera la disposition du *Surcouf* et du *Dupuy-de-Lôme*.

Mise en train système Joy, employée sur le croiseur « le Tage ». — (Schéma fig. 174.) Vue 1 la manivelle OM est verticale.

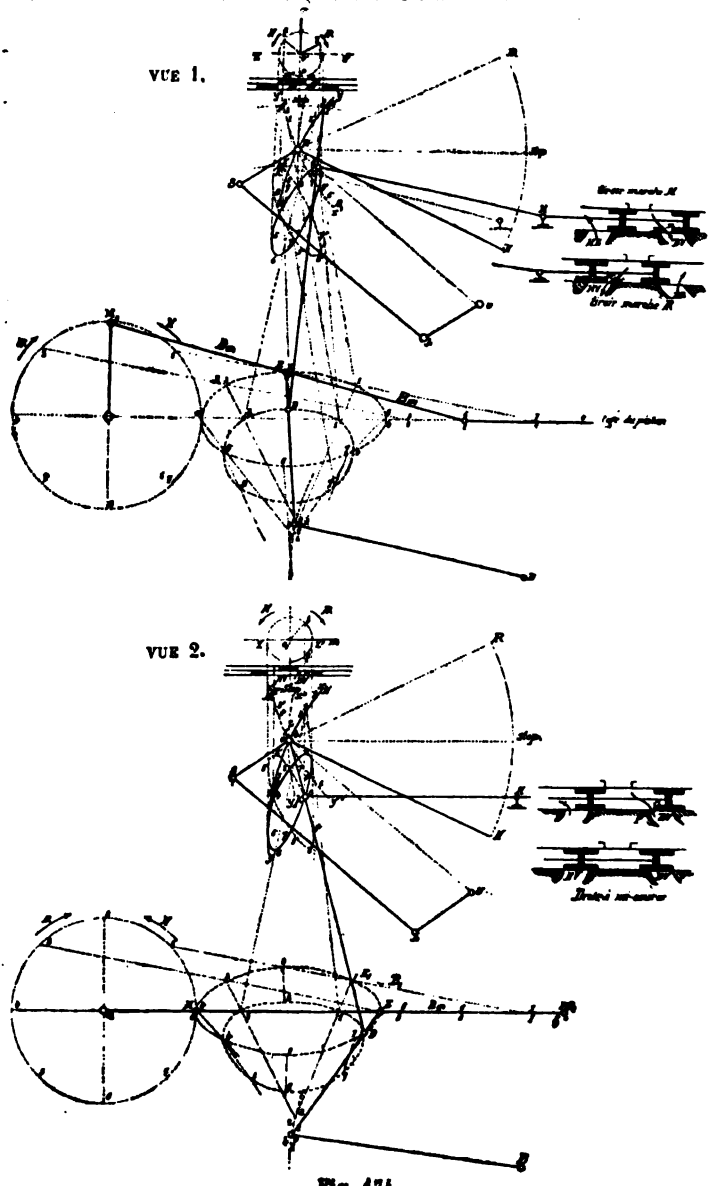


Fig. 174.

Dans ce système, le point d'entraînement E de tout le système est pris sur la bielle motrice B*m*. — Sur le tourillon fixé en E dans un renfort de la matière est articulée l'extrémité supérieure d'un bras AE dont l'autre extrémité est articulée en A à un levier AB oscillant autour d'un tourillon B tournant dans un palier. Un levier DI articulé par son extrémité inférieure D au levier AE et par son extrémité supérieure I à un coulisseau C glissant dans une coulisse circulaire *xy* dite glissière directrice. Au point K du levier DI est articulée la bielle KH conduisant la tige du tiroir.

Sur un arbre de relevage u est clavetée une manivelle UL sur laquelle vient s'articuler d'une part un bras LS dont l'extrémité S est articulée au bras SR, dont le point R est fixé au bâti de la machine. La coulisse *xy* oscille donc autour du point fixe R. L'arbre *u* est manœuvré soit à bras, soit par une machine auxiliaire à vapeur. Par le mouvement de cet arbre, et par l'intermédiaire des lésions UL et SR, la coulisse *xy* et par conséquent le coulisseau qui y coulisse peut prendre diverses inclinaisons et opérer le déplacement convenable du tiroir par la bielle de commande KH.

RENVERSEMENT DE MARCHE

D'après la hauteur des orifices; c'est-à-dire d'après la course que doit avoir le tiroir, les points E de la bielle motrice et D du levier AE doivent être pris de telle façon qu'en combinant l'amplitude de leurs mouvements avec la longueur du levier DI et le point R situé sur DI ou a lieu l'articulation de la bielle KH conduisant la tige du tiroir, le tiroir ait une course convenable.

Dans une rotation complète de la manivelle OM*oi* nous divisons la circonférence décrite par le centre de son bouton en huit parties égales et qu'à partir de chacun de ces points de divisions 1.2.3.4.5.6.7.8 nous portons sur la direction *xy* du chemin parcouru par le piston les diverses distances parcourues par le pied de la bielle en passant par les divisions 1.2 et 8, en joignant ces points aux points correspondants parcourus par la tête, nous aurons toutes les positions de la bielle et par conséquent celles du point E en portant à partir de chaque position du pied de la bielle une distance E*b* qui est celle du point E au centre de son tourillon de pied. Au point 1, portons E*b* à partir de la position 1 du pied de la bielle et sur la bielle, qui est en B_1, nous aurons le point E_1 et le point D du bras AE est venu à la division 1 le point A du levier AB occupe également la position 1 sur l'arc décrit par A autour du tourillon B. En traçant les différentes positions de la bielle DI sur l'axe de la glissière *xy* et avec iK comme rayon on obtient la courbe décrite par le point K.

Pendant que le bouton de la manivelle M*o* décrit une circon-

férence, le point A décrit un arc de cercle autour du point B avec AB pour rayon; le point E entraîné par la bielle motrice décrit un ovale dont le grand axe est égal à la course du piston et le petit au moins égal au double de la course du tiroir. Le point D décrit également un ovale de forme irrégulière et se rapprochant beaucoup plus de la circonférence que celui décrit par le point E. Le point I centre du tourillon du coulisseau C se meut dans la coulisse directrice *xy* et le point K décrit une courbe en forme d'un œuf aplati et le point H où vient s'articuler la tige du tiroir est animée d'un mouvement rectiligne alternatif. L'épure du tiroir étant établie et les courbes décrites par les points A-D.E.K et I étant tracées la manivelle en OM point mort bas; renversons la marche à l'aide des leviers U-L-S-R, la coulisse *xy* prend la position *x'y'* pour la marche R; mais dans ce mouvement, le centre du tourillon I du coulisseau C qui se meut dans la coulisse directrice représentée par *x'y'* se confond avec le centre R d'oscillation de la glissière. Dans cette position le centre I et par conséquent la bielle DI ne change pas de place, il s'en suit donc que le tiroir conserve également les mêmes positions et la machine ne pourrait se mettre en mouvement.

Prenons la manivelle OM à mi-course, la position de la bielle étant en DI, le point d'articulation de la bielle du tiroir en K, distant de sa mi-course d'une quantité *pn*, découvrant l'orifice BV à l'introduction. Renversons la marche par la manœuvre des mêmes leviers, la glissière à nouveau occupe la position *x'y'*. Dans ce mouvement, le pied de la bielle DI oscille autour de son articulation C et les points K et I décrivent des arcs concentriques II'-*nkk'* la tête K de la bielle KH du tiroir est venue en K', le tiroir à marché sur la gauche de sa mi-course d'une quantité *pn'* et la vapeur qui s'introduisait du côté du BV s'introduit maintenant du côté du HV, le tiroir découvrant cet orifice de la quantité *n'm'*. La machine aura donc sa marche renversée, puisque la vapeur est introduite par des orifices différents. La position de Stopp correspond à la position moyenne de la glissière directrice G ou *xy*. On pourrait renverser la marche sans stopper la machine; mais il est préférable, de fermer d'abord le registre de vapeur puis de renverser ensuite le mouvement.

En projetant la courbe décrite par le point K sur une droite ZZ' parallèle à la glace du cylindre, la course du tiroir est sensiblement égale à cette pression et correspond au chemin parcouru par une manivelle *ot* sur laquelle serait articulée la bielle d'entraînement. Ce système de mise en train, par le nombre de ses organes, par leur mode d'articulations, par leur agencement dans leur ensemble, donne lieu à bien des reprises de serrage, et surtout à des vibrations que, sans compromettre la sécurité du système, ne donnent cependant qu'une confiance limitée dans un

emploi et surtout lorsqu'il s'agit d'entraîner des tiroirs qui ont la surface de celui du grand cylindre détendeur de la machine du *Tage*. Sur le grand tiroir à basse pression, on a été obligé d'établir une machine à vapeur auxiliaire pour aider et faciliter son mouvement.

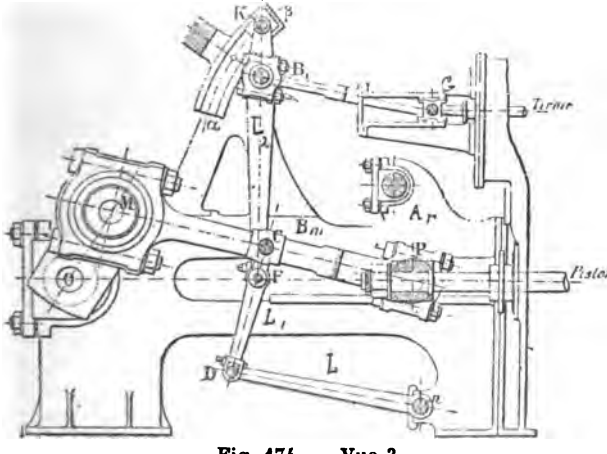


Fig. 174. — Vue 3.

La machine du croiseur le *Tage* est horizontale à trois cylindres dont un admetteur et deux détendeurs à diamètres croissants et de même course. La distribution de la vapeur et le renversement de marche sont obtenus par le mouvement de la bielle motrice B*m* pris à un point C de façon à donner une amplitude de mouvement suffisante aux leviers L-L', L, et à la bielle B, conduisant la tige du tiroir.

La coulisse K actionnée par la machine à vapeur auxiliaire sert à opérer le renversement de marche en changeant d'inclinaison et en faisant varier la longueur de la course du tiroir en se déplaçant par rapport au coulisseau *c*.

L, Levier oscillant autour du tourillon *n* dont l'extrémité D décrit un arc de cercle.

L,, Levier articulé en D avec le levier L et en *e* avec la bielle motrice B*m*.

B*m*, bielle motrice.

e, point d'articulation du levier L, avec la bielle.

F, point d'articulation du levier L, par son extrémité inférieure.

a, articulation du levier L, avec le coulisseau *c* coulissant dans la gorge circulaire K.

K, coulisse changeant d'inclinaison selon le sens de la marche.

O, centre de l'arbre moteur.

M, manivelle motrice.

Le seul avantage d'un pareil système consiste à supprimer les excentriques, ce qui certainement est la suppression des ennuis auxquels donnent lieu les organes pour des efforts assez considérables et des vitesses assez grandes. L'emploi ne s'en est pas répandu pour les appareils puissants, et on le remarque seulement sur des machines auxiliaires.

MISE EN TRAIN DU CROISEUR « TOURVILLE » ACTIONNANT UN SECTEUR STÉPHENSON

Les tiroirs du *Tourville* sont horizontaux et actionnés par des arbres auxiliaires portant des mouvements à sonnette dont

l'un des bras est articulé avec le coulisseau du secteur Stéphenson et l'autre bras faisant fonction de levier d'entraînement ayant un mouvement circulaire alternatif est articulé à un D*é* coulissant dans une glissière pratiquée dans la tête de la tige du tiroir.

Cette mise en train se compose d'un cylindre à vapeur C*y*, dans

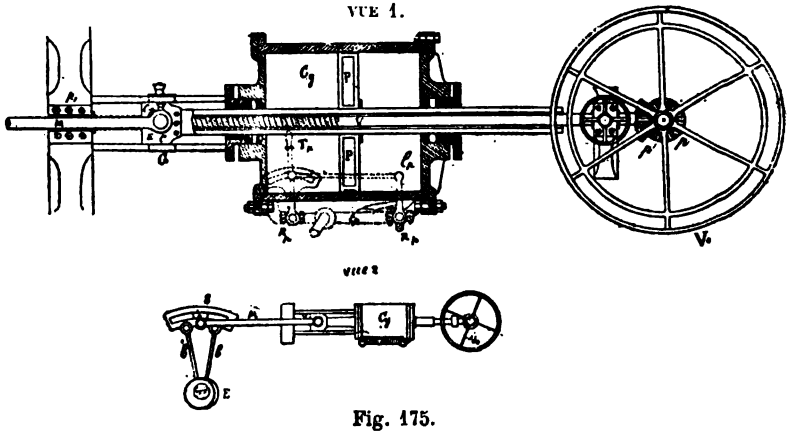


Fig. 175.

lequel se meut un piston P à fourreau traversé par la vis de commande V, se vissant dans un écrou E portant une gorge circulaire dans laquelle est emprisonné un collier CC fixé au

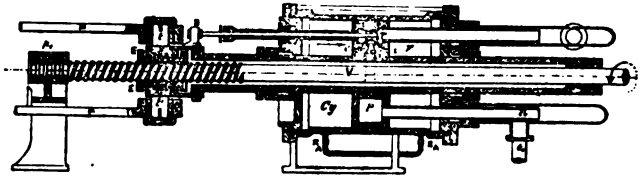


Fig. 175. — Vue 4.

fourreau du piston à l'aide de vis *vv*. L'extrémité de la vis V est emboîtée dans un palier de butée p_1. Le piston P ressemble à la glace d'un tiroir en coquille, il porte les orifices *i* et *i'* d'introduction alternativement sur chacune de ses faces et l'orifice commun *o* d'évacuation. Le tiroir T a sa tige qui glisse dans un fourreau muni d'un presse-étoupe, l'extrémité de tête est fixée à une traverse B reliée au collier *cc* laissant un jeu suffisant dans la gorge de l'écrou pour permettre le déplacement du tiroir sur la droite ou sur la gauche et découvrir l'un ou l'autre des orifices

d'introduction *i* ou *i'*, sans dans cette manœuvre, déplacer le piston. Le collier *cc* porte deux tourillons *t* et *t'* sur lesquels sont articulées deux bielles MM reliées au secteur de Stéphenson S dans la coulisse duquel est engagé un coulisseau K logé dans une cage rectangulaire pratiquée dans un des bras de l'arbre de relevage; ce bras décrit un arc alternatif par sa liaison avec les bielles *b* et *b'* des excentriques E, les tourillons *tt'* et les bielles MM ont des rondelles *rr*, maintenues par des vis qui empêchent ces bielles de se désemparer des tourillons; la vis V de commande est actionnée à bras par le volant V*o* et les deux pignons *p* et *p'*. La vapeur arrive par le tuyau *tv* et les fourreaux F*i* et *t'v*, de là se rend au tiroir T par une rainure circulaire tracée à l'intérieur du piston, elle s'évacue par le fourreau supérieur; les fourreaux F et F inférieur et supérieur servent en même temps de guides au piston P; des purges R*p* et R'*p* manœuvrées par un levier T*p* et une tringle *n* reliant les robinets permettent à l'eau de s'évacuer aux extrémités du cylindre C*y*.

Manœuvre de la mise en train. (Fig. 175, vue 1 et 2.) — Lorsque l'on agit sur le volant V*o*, qui commande la vis V par les pignons *p* et *p'*, on déplace l'écrou E relié au tiroir dans un sens ou dans l'autre, selon le sens de rotation de V*o*, l'orifice *i* ou l'orifice *i'* est donc ouvert à l'introduction. Le piston P reçoit donc la pression de la vapeur et à ce moment, c'est lui qui agit sur la vis V et qui lui imprime un mouvement en sens contraire; si l'on cesse d'agir sur le volant V*o*, la vis ramène donc l'écrou E à son point de départ et le tiroir referme l'orifice qui avait été ouvert par le déplacement du volant V*o*. La vis V par un palier de butée p_1 ne pouvant que tourner, c'est l'écrou E qui se déplace lorsque l'on agit sur le volant et qui entraîne le tiroir T, puis le piston sous l'action de la vapeur fait tourner la vis et par les collets de la gorge du collier CC ramène l'écrou à son point de départ ou à demi-course.

Mise en train du Creusot. (Fig. 176.) — La mise en train du Creusot employée sur les transports et sur les cuirassés est le secteur de Stéphenson, et comme nous l'avons déjà dit et ainsi qu'on le verra sur les planches des différentes machines, le point de fixation de la bielle de relevage peut varier avec la manivelle de l'arbre de relevage. Le secteur est actionné soit à bras, soit par une machine, cette dernière dont nous avons seulement à nous occuper comprend deux types différents.

Premier type : « Redoutable. » — Cette disposition se compose d'une seule machine à un seul cylindre C*y* placée verticalement dans lequel se meut un piston P, actionnant par sa tige *t*, la bielle B

et la manivelle double *mm*, l'arbre de relevage R. Le tiroir T*v* du cylindre C*y* est cylindrique, que l'on transforme, soit en tiroir en coquille, soit en tiroir en D*e*, selon le sens de marche que l'on veut obtenir, cette transformation s'opère par la manœuvre du tiroir d'asservissement T*o* en agissant sur le levier L qui commande le tiroir T*o* à l'aide d'un bras *lo'*; lorsque l'on porte à la

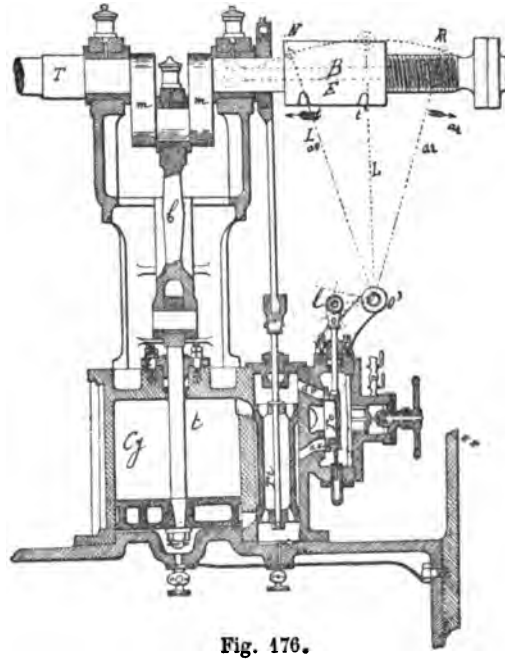


Fig. 176.

main le levier L sur la droite, c'est l'orifice *ax* inférieur qui est ouvert et le tiroir T*v* est transformé en tiroir en D ; si au contraire on pousse le levier L sur la gauche, c'est l'orifice *av* qui est ouvert et le tiroir fonctionne en tiroir en coquille, par conséquent selon que l'on porte le levier L tantôt sur la droite, tantôt sur la gauche, à la demande du commandement, on transforme le tiroir T*r* en tiroir en D ou en tiroir en coquille, et on obtient le sens de la marche voulu ; les indications AV et AR sont indiquées sur une plaque et empêchent toute erreur dans la manœuvre. La manœuvre du levier L s'opère à l'aide de deux taquets ou butoirs *tt'* faisant partie d'un écrou E qui ne peut se déplacer que longitudinalement sur le filetage de l'arbre de relevage T par suite d'une traverse B en pointillée qui l'empêche de tourner. On

manœuvre l'arbre de relevage T soit par l'intermédiaire de la machine, soit à bras à l'aide d'un volant et de deux engrenages coniques, cette disposition est indiquée par les dessins relatifs à la machine. Il est à remarquer que la machine du *Redoutable* a été transformée en machine à haute pression et qu'il n'y a plus qu'un cylindre admetteur placé au milieu du groupe des cylindres placés en tandem, que l'échappement se fait dans ce premier cylindre admetteur dans les petits cylindres de chaque groupe et l'évacuation se fait de chacun de ces petits cylindres dans le grand cylindre correspondant, de même dans les grands cylindres correspondants. L'arbre de relevage à l'aide de pignons coniques fait tourner une vis qui fait monter un écrou coulisseau portant des tourillons sur lesquels sont articulées les bielles de suspension des sutures de Stéphenson. Cet écrou montant ou descendant selon le sens du mouvement que l'on a imprimé à la vis; le secteur est donc déplacé dans le sens qui convient à la marche que l'on veut obtenir.

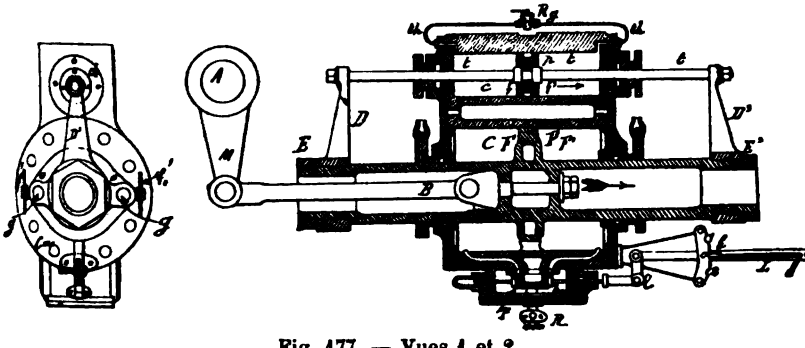


Fig. 177. — Vues 1 et 2.

Deuxième disposition du Creusot. (Fig. 177, vues 1 et 2.) — Appliquée sur les transports, sur les croiseurs et les cuirassés.

L'ensemble de cette disposition se compose de deux cylindres C et c venus du même jet de fonte et superposés. Le grand cylindre C est le cylindre moteur recevant la vapeur et le petit cylindre *c* est le cylindre modérateur et rempli d'huile.

Comme nous venons de le dire, le grand cylindre C est le cylindre dans lequel agit la vapeur sur un piston P à fourreau; sur ce piston est articulée la bielle B qui commande la manivelle M, calée sur l'arbre de relevage A des secteurs. A chaque extrémité du fourreau sont vissés deux bras verticaux D et D' qui sont reliés à leur partie supérieure par une tringle *tt* servant de tige de piston au piston *p* du cylindre modérateur et d'entraînement à ce piston. Les deux pistons P et *p* marchent donc

comme s'ils étaient montés sur la même tige ; pour empêcher ces pistons de tourner et pour leur servir de guide, le fourreau du grand piston se meut sur deux tiges horizontales *gg* munies de freins *ff'* taraudés dans les œils-guides appartenant au fourreau. Ces freins fixent à demeure la position des pistons, les empêchent de se déplacer horizontalement et de changer la durée de l'introduction admise. Nous avons déjà dit que le petit cylindre *c* modérateur est rempli d'huile, et que les deux extrémités de ce cylindre ou les deux faces opposées du piston *p* sont mises en communication par un tuyau *th-th* muni d'un robinet régulateur R*g* permettant de régler à volonté l'écoulement de l'huile sur l'une ou l'autre des faces *f* ou *f'* de ce piston. L'étranglement de l'ouverture de ce robinet augmente la résistance qu'éprouve ce piston à se déplacer dans un sens ou dans l'autre et par conséquent diminue sa vitesse dans son déplacement. La vapeur arrive dans la boîte à tiroir T du grand cylindre C par le robinet R. Ce tiroir T est un tiroir ordinaire à coquille que l'on manœuvre à la main à l'aide du levier L et d'un bras *l* oscillant autour d'un axe *o* le levier de manœuvre L est muni d'un verrou pouvant s'enclencher dans des encoches 1 *o* 2, correspondant 1 et 2 à l'ouverture des orifices 1'-2'-0'. Sur le secteur portant les encoches sont tracées les annotations machine avant AV et machine arrière AR et le point O de la mi-course du tiroir.

Fonctionnement du système. — Les pistons peuvent occuper une position quelconque dans leurs cylindres. Si l'encoche 2 correspond à la marche AV avant, et si on déclanche le verrou du levier L et on amène ce levier au n° 2 indiquant marche AV, on laisse pénétrer le verrou dans son encoche, on déplace le tiroir à vapeur sur la gauche et la vapeur s'introduit par l'orifice haut et on règle l'ouverture du robinet régulateur R*g*, et si le robinet R*v* de vapeur est ouvert la vapeur agissant sur la face F' du piston P repousse ce dernier sur la gauche, le petit piston *p* suit le même mouvement et l'huile de la face *f* du piston passe par le robinet R*g* et le tuyau *th* sur la face opposée *f'*. Si l'on relève le levier L de façon à enclencher le verrou dans l'encoche 1 ; c'est l'orifice 1' du tiroir qui est ouvert et le piston P est poussé sur la droite, *p* suit le même mouvement et l'huile de la face *f'* passe sur la face *f*.

Pour échauffer la machine, il suffit donc de manœuvrer le levier L de haut en bas pour déplacer la machine.

Pour ne pas obtenir un mouvement trop brusque des pistons l'ouverture du robinet R*g* est généralement de 1/2 à 3/4 de son ouverture complète.

Pour que ce système de mise en train fonctionne bien et même puisse fonctionner, il faut que la garniture des pistons à vapeur soit bien étanche, et qu'il ne produise pas de contre-pression sur

la face opposée au mouvement ; on pourrait la diminuer par l'ouverture des robinets de purge du cylindre C. La mise en train à poste pour la marche indiquée et la machine en route, mettre le tiroir à mi-course et serrer les freins *f* et *f'* du fourreau du piston à vapeur.

Dans le cas d'avarie dans cet appareil très simple, on peut manœuvrer l'arbre de relevage à l'aide d'un secteur denté, calé sur cet arbre et engrenant avec une vis sans fin commandée par un volant ; on déclanche la vis s'il n'y a pas lieu de s'en servir. Cette mise en train fonctionne d'une façon parfaite et avec une grande rapidité.

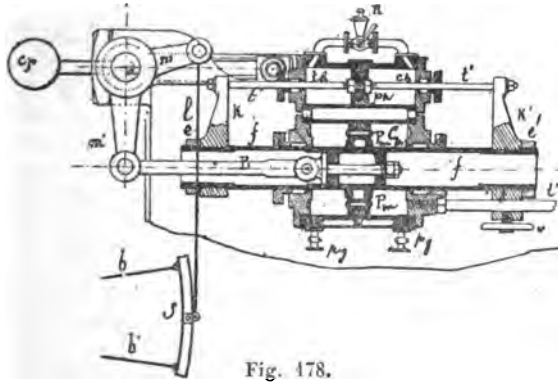


Fig. 178.

bb', bielles des excentriques du secteur.
S, secteur.
l, bielle de relevage et de suspension des secteurs.
a, arbre de relevage.
am, manivelle calée sur cet arbre et articulée à la bielle *l*.
C*m*, cylindre moteur à vapeur.
cp, cylindre modérateur rempli d'huile.
P*m*, piston moteur venu de fonte avec le fourreau *f*.
ph, piston du cylindre à huile.
pg, *pg*, purges du cylindre moteur.
th, tige du piston du cylindre à huile.
KK', bras reliant les deux pistons.
ee', écrous freins fixant les bras KK' sur le fourreau *f*.
B, bielle articulée sur le piston P*m* et la manivelle *ma* de l'arbre de relevage.
C*p*, contre-poids faisant équilibre aux manivelles de l'arbre de relevage, aux secteurs de Stéphenson et aux bielles b.
R*g*, robinet régulateur de l'écoulement de l'huile.
V, vis fixant l'ensemble du système à porte sur le guide *t''*.

Disposition du « Primauguet » (machine horizontale. Fig. 178.) — Cette disposition diffère peu de celle du *Courbet* que nous venons d'indiquer, nous ne donnerons que la légende qui pourrait être commune aux deux dispositions.

MISE EN TRAIN DE LA « NAÏADE » ET DE L' « IPHIGÉNIE »

(*Système Claparède.*) (fig. 179 et 180.)

Cette mise en train est composée d'un cylindre C dans lequel se meut un piston P, à fourreau E rapporté sur le piston

à l'aide de vis à tête fraisée ; ce fourreau est fileté sur une certaine partie servant d'écrou à une vis V emprisonnée dans le fond du cylindre par un collet K ; elle ne peut donc prendre qu'un mouvement de rotation, et l'extrémité du fourreau est fixée

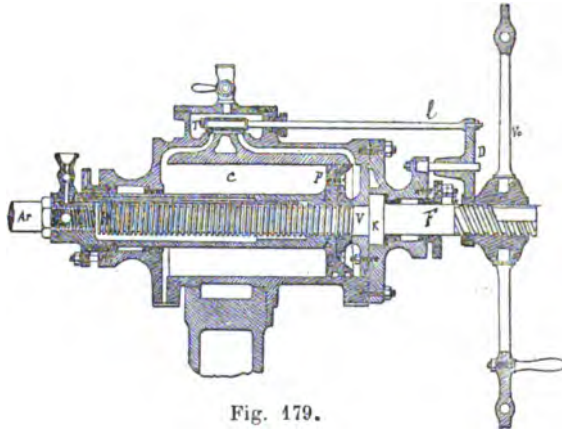


Fig. 179.

par un filetage et une goupille à l'arbre A*r* qui, à l'aide de trois traverses *tt't''* à double fourche et portant des tenons qui s'engagent dans des gorges circulaires pratiquées sur l'extrémité de chaque came ; ces fourches entraînées par l'arbre A*r*, le piston P, la vis V entraînera les cames qui glissent horizontalement sur des clavettes fixées sur l'arbre A*r*. Le glissement des cames sur les galets des soupapes amène donc des changements dans la durée de l'introduction.

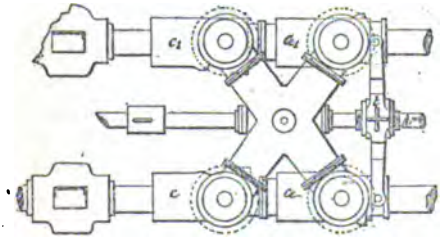


Fig. 180.

Sur l'autre extrémité F de la vis V est vissé un volant V*o* portant une gorge G dans laquelle s'engage un doigt D guidé par un prisonnier *d* ; lorsque l'on tourne le volant dans un sens ou dans un autre, comme le doigt D est relié à la tige du tiroir par la tringle *l* dans le mouvement du volant V*o*, on déplace donc le tiroir T sur la droite ou sur la gauche et l'on découvre l'orifice bas ou l'orifice haut du cylindre ; le piston P se promène donc dans le cylindre de droite à gauche entraîne l'arbre A*r* et par le moyen des

fourches amène les cames qui commandent les soupapes d'introduction dans les positions de marche Avant ou de marche AR. Sur le prolongement de la vis où se visse le volant V*o*, une partie du filet a été enlevée sur le pourtour afin que la vis V ne tourne pas et que le mouvement du volant fasse déplacer le tiroir seulement. La vapeur agissant alors sur l'une des faces du piston, celui-ci se met en mouvement et par l'effet de l'écrou E, il fait tourner la vis V et ramène le volant V*o* à son point de départ, c'est-à-dire le tiroir T à mi-course, l'introduction de vapeur cessant, il faut donc de nouveau agir sur le volant V*o* pour obtenir un nouveau déplacement du tiroir et continuer la marche du piston jusqu'à ce que la partie voulue des cames soit en contact avec les soupapes et que la disposition de ces cames en contact produise le sens de la marche et ensuite le degré de détente ou d'introduction voulue. Comme on le verra dans les dessins de ces types de machines à distribution par soupapes : deux arbres parallèles animés d'un mouvement circulaire continu actionnent les cames, de marche en avant ou en arrière pour l'introduction et pour l'évacuation il y en a donc quatre pour chaque cylindre, une à chaque extrémité pour l'introduction et de même pour l'évacuation. Les cames de même fonction pour la marche AR sont placées sur les mêmes arbres ; il suffit donc de déplacer ces cames par les fourches des traverses et les amener en contact avec les galets des cames ; les figures relatives à ces machines indiquent complètement, la disposition de ce mécanisme. Pour la mise en marche on emploie les cames donnant la plus grande introduction.

Mise en train des Forges et Chantiers, employée sur les transports. (Fig. 181.) — Ce système de mise en train se compose d'un cylindre C, dans lequel se meut un piston P sur lequel est fixé un fourreau en bronze *f* servant d'écrou sur une certaine partie de sa longueur à une vis V à trois filets portant à une de ses extrémités des collets concentriques *ccc* formant palier de butée, sur le prolongement de la vis portant ces collets, il existe une autre partie filetée également à trois filets sur laquelle est vissé le moyeu du volant V*o* formant écrou ; un écrou E' empêche le volant de revenir en arrière ; un jeu suffisant lui permet de parcourir le filetage de cette partie filetée pour déplacer dans un sens ou dans l'autre le tiroir T*o* dit d'asservissement ou de changement de marche, de façon à pouvoir découvrir les orifices haut ou bas du cylindre et à introduire par conséquent la vapeur sur l'une ou l'autre face du piston et produire le sens de la marche demandé. Dans le contour du moyeu est pratiquée une gorge circulaire dans laquelle s'engage une fourche *h* à la bielle *t* qui, articulée à un levier double *l* oscillant autour d'un tourillon *a* actionne le tiroir T. Pour guider le piston P*m*, une traverse K est fixée sur le four-

reau *f* et glisse sur deux tringles K'K'; sur la traverse KK qui est entraînée par le fourreau *f* est fixée la bielle *b* qui, à l'aide du levier double *mm* oscillant autour du tourillon *a'* actionne le secteur S glissant dans un coulisseau C actionne de haut en bas une glissière C' dans laquelle coulisse un coulisseau C'' faisant osciller un levier double B_1 actionnant un coulisseau C''' logé dans l'œil de la tige du tiroir T_1.

Ce tiroir est à double coquille et muni d'un compensateur, il y a deux tiroirs pour le cylindre milieu qui est le cylindre admet-

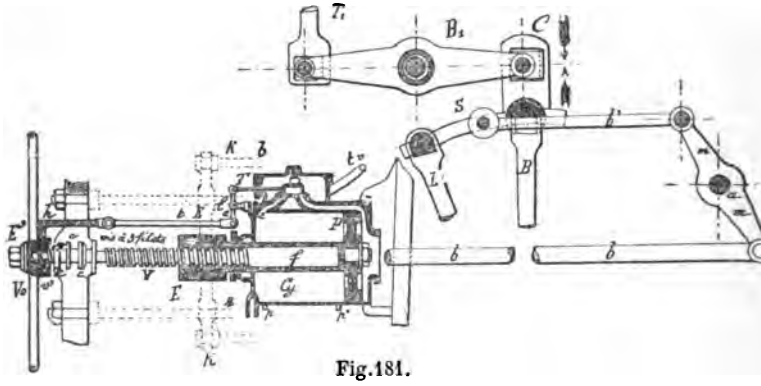


Fig.181.

teur. La transmission du mouvement de la mise en train au tiroir est composée d'une série de bras, de leviers avec coussinets et coulisseaux, tous ces organes prennent du jeu et au bout d'un certain temps de fonctionnement donnent lieu à des chocs faisant du bruit. Il faut donc rectifier tous ces jeux et s'assurer que le tiroir par ces différentes reprises du jeu, n'a pas changé d'une façon sensible la régulation admise. Les tiroirs du cylindre milieu sont placés en abord et non dans le sens de l'axe de la machine, par ce moyen, on a évité la longueur de la machine en rapprochant les cylindres l'un de l'autre le plus possible; mais par cet avantage acquis, on a été obligé de multiplier la transmission du mouvement et à arriver à une suite d'articulations qui ne sont pas sans présenter les inconvénients que nous venons de signaler.

Fonctionnement de l'appareil. — La vapeur arrive par le tuyau *tv* dans la boîte à tiroir du tiroir T dit asservi. En agissant sur le volant de manœuvre V° avec le jeu longitudinal qu'on a laissé à son moyeu et la face antérieure du palier de butée P*b*, on déplace dans un sens ou dans l'autre selon le sens du mouvement que l'on a communiqué au volant V*o* ou selon qu'on le

visse ou qu'on le dévisse sur la vis à trois filets *v'*, on déplace donc le tiroir T d'asservissement sur la droite ou sur la gauche et par suite l'un des orifices haut ou bas vapeur du cylindre *cy*; donc le piston se meut dans un sens ou dans l'autre, et, par conséquent, par la position que prennent les divers organes transmettant le mouvement au secteur S on obtient le changement de marche. Quand on manœuvre le volant V*o*, le piston P*m* se met en marche, le volant V*o* étant immobile dans le mouvement de rotation est appelé sur la droite ou renvoyé sur la gauche ; par contre, le tiroir T est ramené à mi-course et ferme l'orifice d'in-d'introduction de vapeur ; il faut donc de nouveau agir sur le volant V*o* jusqu'à ce que le secteur soit rendu à la position qu'il doit occuper pour le sens de la marche demandée, et une fois la machine en route pour le degré d'introduction que l'on veut obtenir. Un frein fixe le piston à la position arrêtée.

Un volant et une transmission de mouvement spécial permet de déplacer l'arbre de relevage *a'* et de manœuvrer la machine, en cas d'avaries dans la mise en train à vapeur et dans tout mouvement au mouillage qui nécessite le déplacement des tiroirs.

Le tiroir d'asservissement T a un millimètre de recouvrement à l'introduction et est juste arête pour arête à l'évacuation.

Dans la manœuvre, il faut toujours accompagner le volant V*o* à cause de la rapidité qu'il pourrait prendre sur l'action du piston P*m* et des chocs qui pourraient en résulter. Le tiroir T d'asservissement est placé à mi-course pendant la marche.

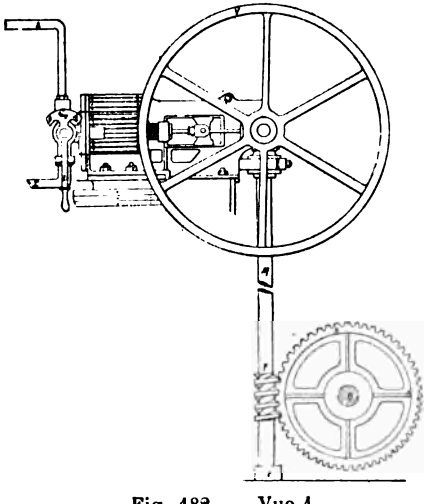


Fig. 182. — Vue 1.

Mise en train du « Faucon. » (Forges et Chantiers de la Méditerranée. Fig. 182.) — Cette mise en train se compose d'un cylindre moteur horizontal, vues 3 et 2 dont le piston actionne un arbre A sur lequel est claveté le volant V de manœuvre à bras ; à l'extrémité de cet arbre A est calé un pignon conique *r* engrenant avec un autre pignon *r'* fixé sur la vis sans fin F actionnant la roue R clavetée sur l'arbre *a* de relevage ; une manivelle M clavetée sur le même arbre *a* est articulée, la bielle B*r* du rele-

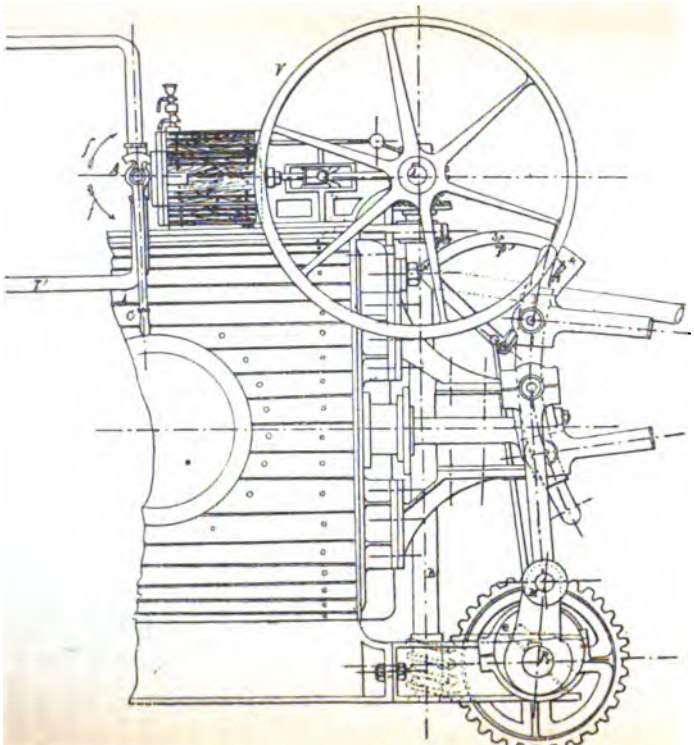


Fig. 182. — Vue 2.

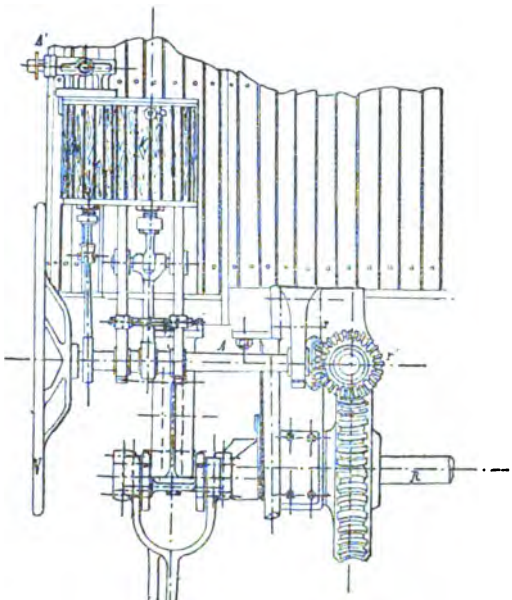


Fig. 182. — Vue 3.

vage des secteurs ; sur *a* est également fixé un petit excentrique *e* actionnant une petite tringle *t* donnant sur un secteur Q les indications que la mise en train fonctionne bien dans le sens voulu et qu'elle est rendue à poste, lorsque l'aiguille arrive aux indications AV ou AR. Le tiroir de la machine est un tiroir cylindrique sans recouvrement ; la hauteur de ces barrettes *b b'* est juste égale

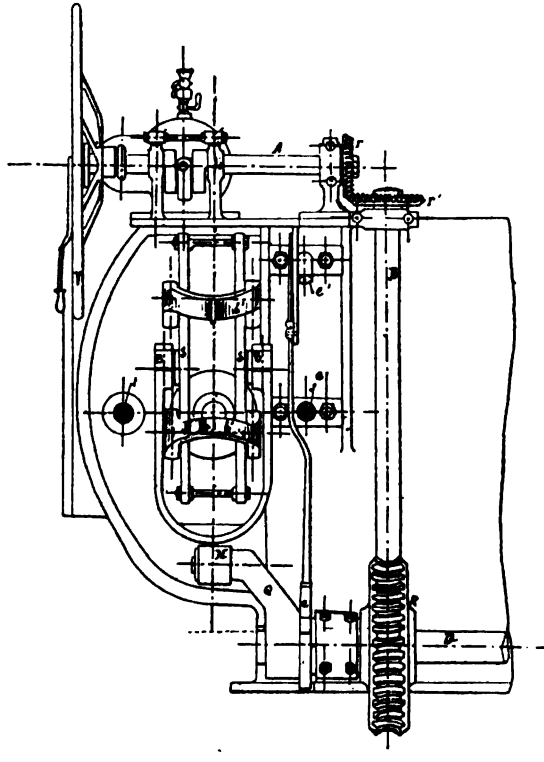


Fig. 182. — Vue 4.

à celle des orifices *o o'*. Ce tiroir fonctionne soit en coquille soit en D par les dispositions présentées par les vues 5, 5 *bis*, 6, 7, 8, 9.

Ce tiroir n'est pas asservi ; c'est l'aiguille indicatrice du cadran Q qui indique que la mise en train est rendue à poste.

Cette mise en train ne présente rien de particulier. Du reste l'arbre de relevage tournant d'une façon continue, la disposition des secteurs passe donc de la marche AV à la marche AR sans arrêt.

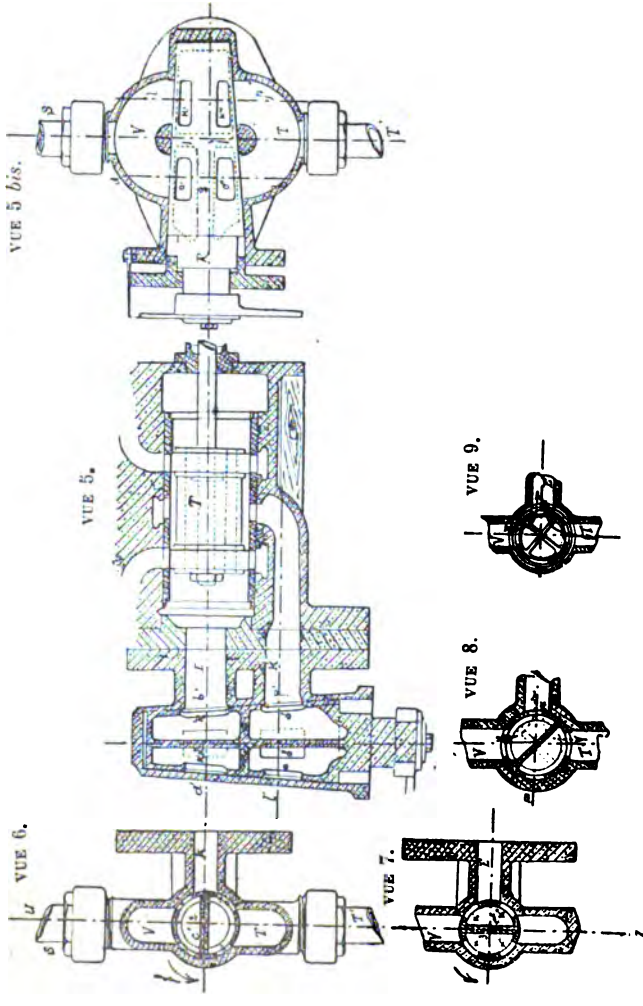


Fig. 182. — Vues 5, 6, 7, 8 et 9.

Mise en train du « Vengeur ». — Cette mise en train constante, par M. Farcot, pour le garde-côte le *Vengeur* se compose d'un seul cylindre a vapeur C*y*, d'un piston P portant deux tiges *tt'* reliées a une traverse commune GG. Dans cette traverse est emprisonné un écrou E dans lequel se visse une vis V portant trois collets *ccc* disposés comme ceux d'un arbre dans le palier

de butée, ces collets sont logés dans des gorges circulaires dont la hauteur dépasse l'épaisseur des collets *ccc* de la hauteur d'un orifice du cylindre a vapeur C*y*. Cette vis est manœuvrée par le volant V et les engrenages coniques *p* et *p'* ; elle actionne par le levier L le tiroir T du cylindre C*y*. Sur la traverse GG vient se boulonner un châssis H a fourche, portant les coussinets et les tourillons *qq* d'une roue R dite intermédiaire le tout pouvant glisser sur une glissière MM. Avec cette roue R engrènent les deux pignons *pi* et *p'i*. Le pignon *pi* est monté sur l'arbre A des tiroirs de la machine motrice et *p'i* sur l'arbre moteur A'.

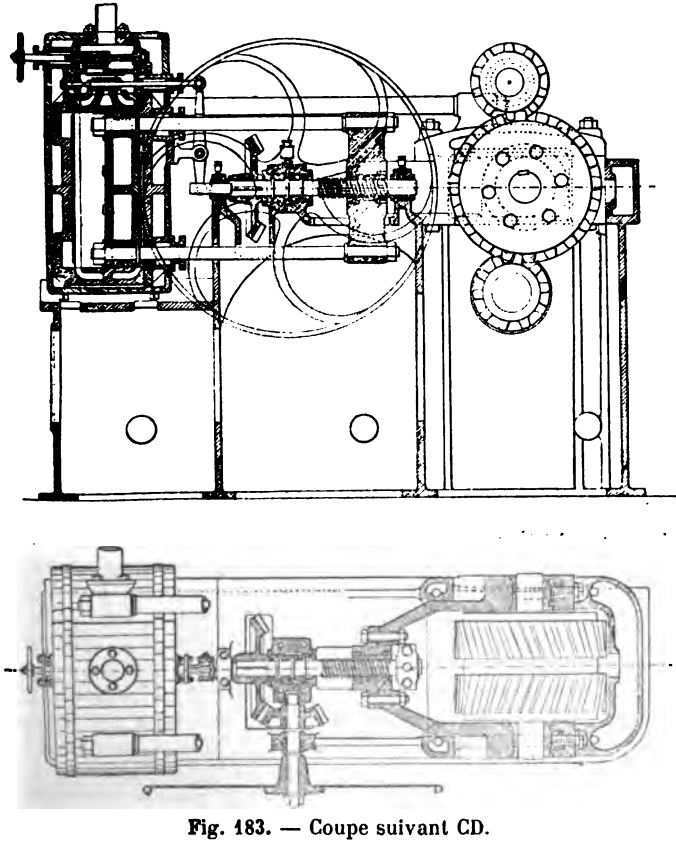


Fig. 183. — Coupe suivant CD.

Manœuvre de la mise en train. Production du renversement de marche. — En tournant le volant V dans un sens ou dans l'autre

par les deux pignons coniques *p* et *p'* la vis V qui par ces collets *ccc* ne peut que tourner et se mouvoir dans le sens horizontal du jeu laissé entre les collets et les gorges circulaires, et ce jeu comme nous l'avons dit est égal a la hauteur d'un orifice du cylindre. Par l'effet de ce jeu, en agissant sur la vis qui ne trouve aucune résistance et qui se déplace sur la droite ou sur la gauche selon le sens du mouvement qu'on lui a communiqué elle déplace donc le tiroir et l'un des orifices du cylindre est ouvert à la vapeur, laquelle agissant sur l'une des forces du piston P le pousse également sur la droite ou sur la gauche ; par ce mouvement la traverse GG et le châssis H à fourche entraînent la roue R intermédiaire comme le pignon *p'i* est fixé sur l'arbre, et que le pignon *pi* est fixé sur l'arbre des tiroirs et présente peu de résistance et qu'au contraire *pi* calé sur l'arbre en présente une très grande ; dans le déplacement horizontal de la roue R, le pignon *pi* tourne sur R d'une quantité égale à l'angle du calage ; alors on obtient le renversement de marche.

Le jeu de la glissière M correspond à l'angle de calage.

Quand la vapeur commence à agir sur le piston par sa pression sur la vis, il force celle-ci à tourner et il n'y a plus qu'à accompagner le volant dans son mouvement de rotation; mais souvent il faut aider l'action de la vapeur et encore agir sur le volant.

Le principe de cette mise en train est certainement ingénieuse, mais elle présente un tel poids, un tel encombrement qu'elle n'a trouvé d'emploi que sur le *Vengeur*.

Mise en train du « Duperré » (construit par les Forges et Chantiers de la Méditerranée). — L'ensemble de cette mise en train se compose de deux cylindres moteurs C*y* et C*y'* de même diamètre et de même course légèrement inclinés; la distribution de la vapeur dans ces cylindres se fait à l'aide de tiroirs cylindriques *t* pouvant être transformés en tiroir en *d* ou en tiroir à coquille selon le sens de la marche que l'on veut obtenir, ce changement de distribution de vapeur est donné par un tiroir spécial asservi. Les manivelles des pistons moteurs sont calées à 90°. Sur leur arbre A est monté un pignon P engrenant avec une roue R fixée sur un arbre parallèle à A.

Sur cet arbre est tracée une vis sans fin H' qui engrène avec une roue striée H calée sur l'arbre *a* de relevage des secteurs, sur cet arbre intermédiaire *a* les manivelles sont articulées au bras de rappel des secteurs. Comme il est indiqué par les plans de la machine, on peut manœuvrer la mise en train à l'aide de deux volants fixés sur l'arbre A' de chaque côté de la machine. A la partie *g'* de l'arbre A' est également une partie filetée se vissant dans un écrou logé dans l'œil du levier coudé $f'f'_1$ oscillant autour du tourillon *e*; l'extrémité f'_1 de ce levier selon le sens

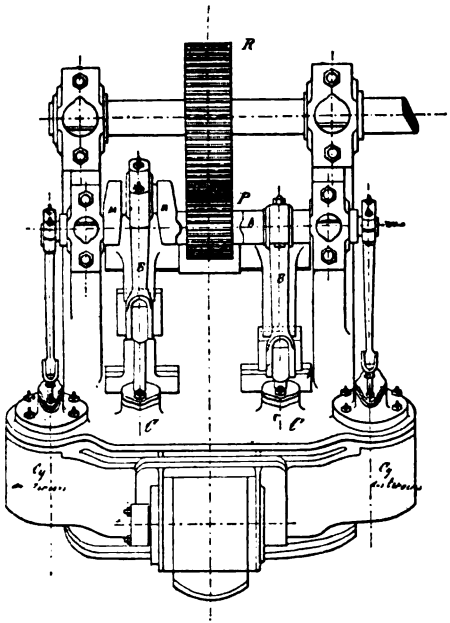


Fig. 184. — Vue 1.

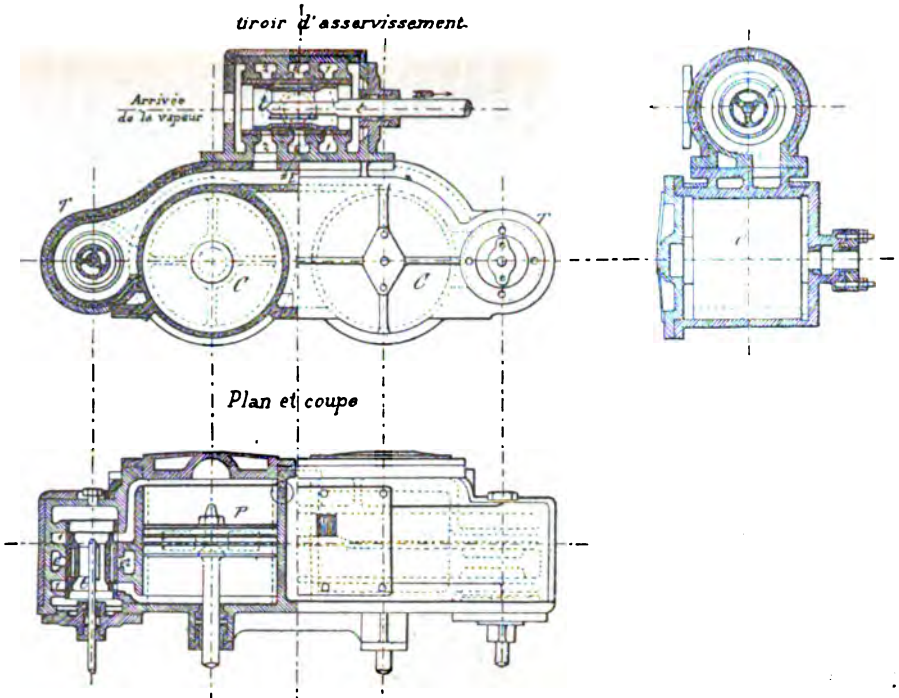


Fig. 184. — Vue 2.

que l'on a communiqué à la vis *g'* vient buter contre l'un ou l'autre des taquets-butoirs *b'* et *b'*, *dd'* commandant le tiroir de renversement de direction de la vapeur. Sur cette tringle agit un levier oscillant autour d'un centre *o'*, à une extrémité de *l'* est articulée une tringle d' terminée par une chape sur le tourillon de laquelle est fixé un levier qui permet de déplacer le tiroir de distribution à la main et de changer le rôle du tiroir de distribution.

Le complément de cette mise en train est représenté par les plans de la machine.

Mise en train et distribution de la vapeur par un seul excentrique sphérique employé généralement pour les machines auxiliaires. — Cette disposition est celle qui est employée sur le cabestan à vapeur et sur les machines auxiliaires du *Latouche-Tréville*.

La machine à vapeur se compose de deux cylindres dont les

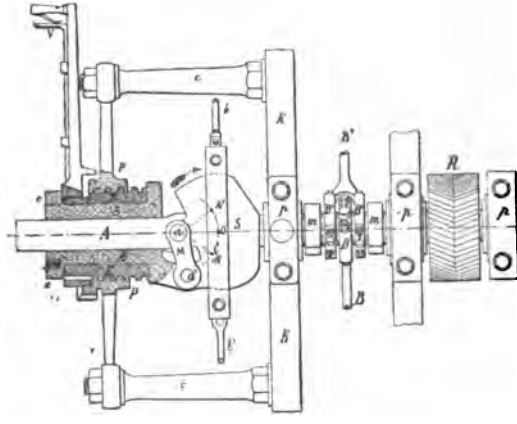


Fig. 185.

axes sont inclinés à 45° et dont les deux bielles sont articulées sur la même manivelle de l'arbre. La distribution de la vapeur dans chaque cylindre se fait à l'aide de deux tiroirs ordinaires à coquille simple conduits par les queues des excentriques *b* et *b'* dont les axes prolongés passent par le centre de la sphère qui commandant ces axes forment également un angle de 90°.

La distribution et le changement de marche et l'asservissement des tiroirs se font à l'aide de la sphère *s* en question embrassée par un collier en deux parties. Cette sphère *s* est venue de fonte avec la partie B reliée par la menotte M à l'arbre moteur A. Un écrou E vissé dans le bâti PP et emprisonné entre une embase de

B et un écrou *e* est actionné par un levier L, muni d'un verrou V de fixation. En actionnant le levier L, on visse ou l'on dévisse l'écrou E qui se visse dans le bâti P. Par le vissage ou le dévissage de cet écrou E, la partie B qui fait partie de la sphère *s* est entraînée longitudinalement sur l'arbre A et la sphère *s*, et par ce glissement, elle s'excentre et produit le déplacement des tiroirs ; reliée à l'arbre par la menotte M elle agit sur les tiroirs comme deux excentriques à calage variable et en amenant le centre *o* de la sphère aux repères AN et AR, la machine tourne dans le sens voulu de ces indications.

Cette mise en train fonctionne d'une manière parfaite, obéissant rapidement à toutes les manœuvres et sans donner lieu au moindre choc ; elle permet la suppression d'un excentrique au lieu de deux, elle produit les mêmes effets dans de meilleures conditions de fonctionnement.

En reprenant les éléments de la distribution par des excentriques ordinaires, les phases en sont réglées par l'angle de calage et par la course de l'excentrique qui actionne le tiroir.

L'excentrique sphérique a pour but de produire les mêmes résultats en faisant varier ces éléments dans les limites que l'on s'est fixées. Permettant le changement de marche obtenu par deux excentriques ou par la mise en train, en un mot avec cet excentrique, on peut obtenir toutes les modifications qui résultent de l'emploi de deux excentriques dans les périodes d'introduction, de détente et de changement de marche.

(Fig. 177, vue 1.) Il constitue le système idéal de deux leviers d'équerre E*os*; l'axe du milieu *o* le rend solidaire du mouvement de rotation de l'arbre moteur. Le point E de la sphère duquel on agit par l'intermédiaire d'une menotte M, transmet au centre de la sphèr le déplacement que le point E reçoit; on le fixe au point voulu sur la droite qui joint les positions extrêmes.

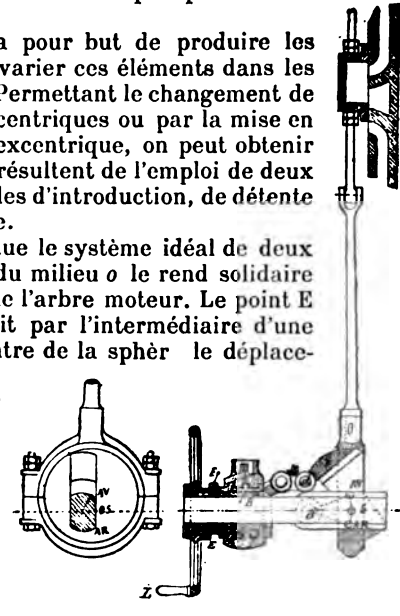


Fig. 186.

CHANGEMENT DE MARCHE

Les positions AV et AR symétriques par rapport à la manivelle sont les excentricités donnant respectivement les introductions maxima pour chacune des marches. Si l'on conçoit que le centre de l'excentrique sphérique occupe suc-

cessivement chacun des points de la droite AV — AR, en chacune de ces positions il donne lieu à une distribution distincte puisque l'angle d'avance et la course du tiroir varient en sens inverse ; quand l'angle de calage croît, la période d'introduction diminue. De plus, lorsque la manivelle est au point mort, l'arc décrit par l'axe de la bielle se confond avec sa corde AV — AR et par suite l'avance linéaire reste constante. La rotation du volant V dans le sens convenable indiqué donnera donc le sens de la marche, et en agissant plus ou moins on aura la durée de l'introduction voulue, ainsi que l'amplitude de la course. L'écrou E sert en même temps de coussinet à la partie B. Une rondelle *rr* empêche le volant V de se déplacer sur B.

ASSERVISSEMENT DU MOTEUR

Le principe est le même que celui du changement de marche, l'écrou E ne visse pas dans la bâti PP, mais sur la partie filetée B. Lorsque l'on agit sur l'écrou E en le faisant tourner dans le sens convenable, on déplace longitudinalement la partie B et par

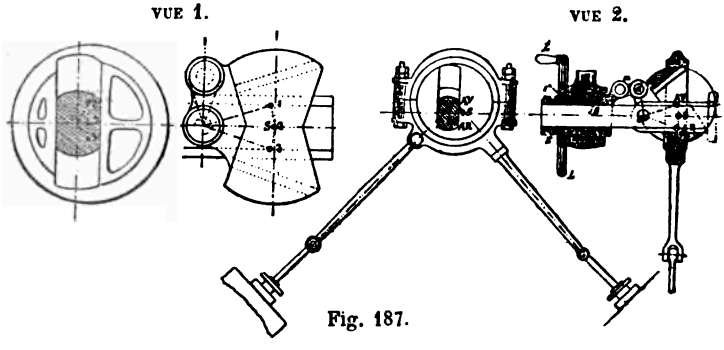


Fig. 187.

sa liaison par la menotte M à la sphère on déplace donc le centre de la sphère, on produit l'excentricité et le déplacement des tiroirs, la machine se met en marche, et si l'écrou reste fixe, comme B se visse dans l'écrou E, B reprend sa fonction du point de départ ; il faut donc de nouveau agir sur le volant V pour reproduire un déplacement de B et obtenir une nouvelle introduction et continuer le mouvement de l'écrou pour obtenir un mouvement continu limité par la durée du fonctionnement que l'on veut obtenir.

En résumé, l'excentrique sphérique permet de réaliser toutes les combinaisons relatives aux distributions des machines à vapeur avec un maximum d'organes robustes et placés en dehors des

boites à vapeur. Le changement de marche est à détente variable et à avance constante dans les deux sens de marche, les distributions sont absolument symétriques. Le moteur asservi, rend à chaque instant le mouvement de la machine dépendant de la volonté de son conducteur, puisque celui-ci doit faire le mouvement qu'il veut lui imprimer. Comme conséquence, en faisant agir sur l'écrou E de manœuvre un organe *ad hoc* animé d'un mouvement de rotation uniforme, la distribution devient le régulateur de la machine qui se met d'elle-même à l'introduction qui convient au travail à produire. Ces machines étaient employées sur le croiseur le *Latouche-Tréville* pour lever les ossures et le service des escarbilles. Leur fonctionnement a été irréprochable.

Mise en train Marshall (schéma). — Cette mise en train à vapeur est employée sur plusieurs croiseurs, elle a donné de bons résultats ; elle se compose d'un seul excentrique à queue verticale, de rayon *oc* ; cet excentrique est calé sur l'arbre moteur et son rayon *oc* fait avec l'axe de la manivelle motrice un angle de 180° ou de 0°. Au point A de la longueur de la queue de l'excentrique est articulé un levier ou bras AB. Ce point A décrit un arc de cercle autour du centre B, l'extrémité D de la queue de l'excentrique par l'effet de sa liaison avec le levier AB et de son mouvement autour du centre *c* décrit la courbe en œuf. Ainsi donc, pendant un tour, le point *c* de l'excentrique décrit autour du point *o* la circonférence *oc*, le point A l'arc K_1K_1 des points 1, 2, 3, etc., et le point D la courbe en œuf aplatie et inclinée. A l'aide d'une bielle DE, la loi du mouvement de cette courbe est transformée en mouvement rectiligne alternatif à cette bielle DE, laquelle actionnant un levier EK oscillant autour du point I est articulée en K à la bielle et à la tige qui est directement liée au tiroir (vue 2). En modifiant le point d'oscillation du point B et celle du point de suspension A, on change l'inclinaison de la courbe en œuf et par suite la course du tiroir et son degré de détente.

Le piston étant à l'un de ses points morts, par suite du calage de l'excentrique, le point A est toujours au même point de l'arc décrit par le levier AB et sur la perpendiculaire OX élevée sur la ligne horizontale PH PB (vue 1) quelle que soit l'inclinaison de cet arc. Il en résulte que le piston étant à l'un de ses points morts, le tiroir est toujours au même point de sa course et produisant les mêmes avances linéaires.

La course du tiroir est réglée par le rapport des leviers AC-CD-EI-IK. Cette épure est celle qui a été relevée sur une machine à bielle directe avec tiroir à coquille.

Le renversement de marche est obtenu en amenant le centre B du levier AB dont la position symétrique B_1 à l'aide du levier

courbé S R B (vue 2) dont le centre d'oscillation en R se confond avec le point A du levier AB, lorsque le piston est à l'un de ses points morts. Le levier coudé est actionné par une tringle S N (vue 2) commandé par un mécanisme simplifié représenté sur la

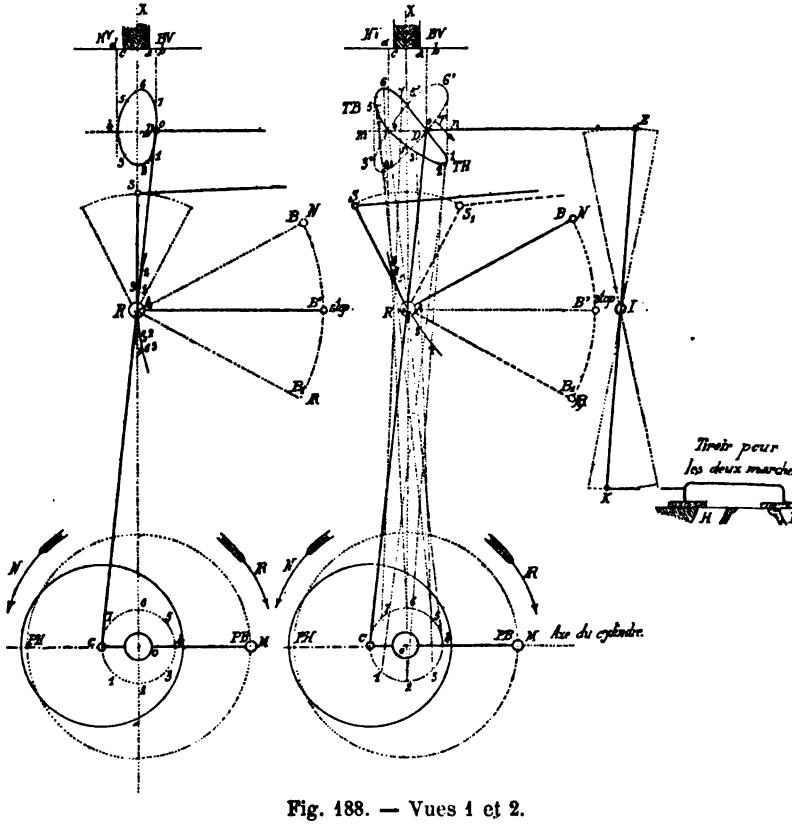


Fig. 188. — Vues 1 et 2.

figure par un levier LN. Supposons le piston au point mort B*as*, sa manivelle en OM (vue 2), la bielle d'excentrique en CD pour la marche en AV. Renversons la marche ; pour cela faisons occuper au levier SRB, la position S_1RB_1. Comme les points R et A se confondent, A n'a pas changé de position de même que le point D et par conséquent le tiroir occupera la même position pour les deux marches ouvert à l'avance à l'introduction bas *d a b;* mais le point D

décrira la courbe en œuf O_1 1', 2' $z_1 z_1$. La machine est bien disposée pour la marche AR ; mais le piston étant au point mort, le mouvement de départ devra être déterminé par la machine voisine. Supposons maintenant la manivelle à mi-course en OM

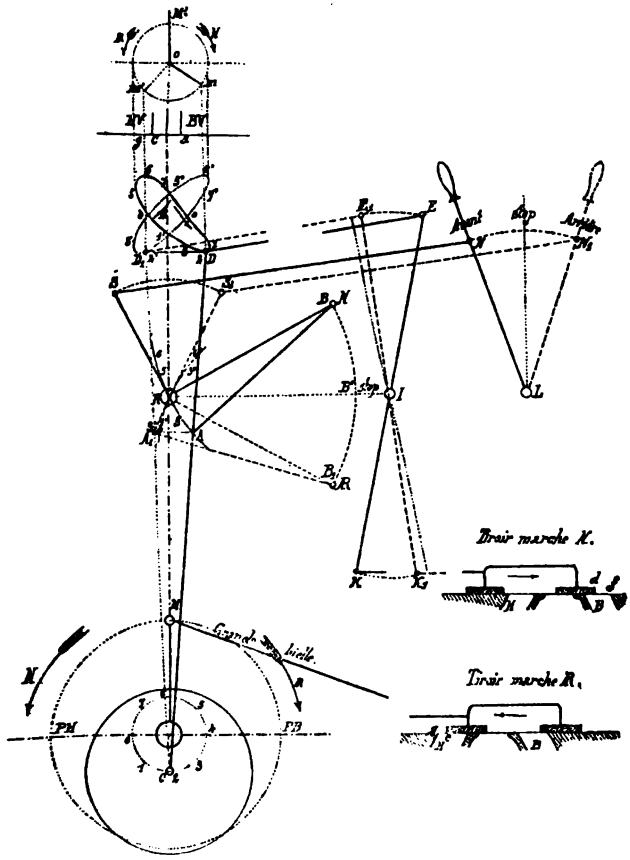


Fig. 188. — Vue 3.

(vue 3) pour la marche AV, la bielle d'excentrique est en CD, le levier directeur en AB, la bielle de transmission du mouvement du tiroir en DE, le point de conduite en K et le tiroir pour la marche AN au bas vapeur de *df*. Pour renverser la marche, amenons le levier coudé SRB dans la position S_1RB_1, en faisant pas-

ser le levier LN en LN_1 : un double mouvement s'est produit : 1° la bielle d'excentrique a tourné autour du point C comme centre, le point A a décrit l'arc AA_1 et le point D l'arc DD. 2° le levier AB qui a eu son centre de rotation transporté en B_1 a pris la position $B_1 A_1$ et c'est l'arc décrit au point B_1 comme centre qui contiendra les nouvelles positions 0, 1' 2' 3' 4' du point A_1, et le point D_1 placera la courbe en œuf 0 1' 2' 3' 4' 5' 6' dont le sens du mouvement est renversé. La bielle DE est venue en D_1 E_1, le levier E K en E_1 K_1, et le tiroir occupera la position de marche AR, ouvrant l'introduction du haut de la quantité *gc ;* le piston renversera donc sa marche ; *gc* est plus petit que *of*, cela tient à ce que les arcs décrits de B en B, comme centres qui sont symétriques par rapport à l'horizontale du point R, ne le sont pas par rapport à la verticale du même point, il en résulte que les micourses changent légèrement, mais les avances linéaires restent constantes. Le stop (fig. 188, vue 1) correspond à la position moyenne du levier en RB'. La course du tiroir comme on peut le voir est alors trop faible, elle n'est plus que *db* au lieu de *mn*, cependant elle est toujours égale au moins à la somme des recouvrements, plus la somme des avances linéaires à l'introduction. Aucun levier ne participant au mouvement de la machine, on peut renverser la marche sans stopper ; comme avec tous les autres systèmes de mise en train, il est toujours prudent de fermer le registre de vapeur.

Si le mouvement était donné au point D par une manivelle *om* (vue 2) dont le double est égal à la projection de la courbe en œuf et par suite sensiblement à la course du tiroir, dans un tour le mouvement du point E et par suite celui du distributeur ne serait pas changé. La manivelle fictive étant en OM, le rayon de l'excentrique fictif du tiroir, étant donné le sens de la rotation de la courbe en œuf de marche AV, sera en *om*, le point *m* obtenu en projetant le point D ; l'angle de calage sera MO'*m* correspondant à celui d'un tiroir à coquille.

Projetons le point D_1 en *m'*, théoriquement l'angle M'*om* égale l'angle M'*om'*, ce qui indique que le rayon de l'excentrique fictif est passé de *om* en *om'* et que ce système de renversement de marche peut être assimilé à la variété d'un seul excentrique à calage variable.

MISE EN TRAIN MARSHALL A BALANCEMENT AUTOMATIQUE

La figure 189 représente la disposition employée sur le *Gaulois*. Sur l'arbre O de la machine est claveté le chariot de l'excentrique A dont le rayon forme avec celui de la grande manivelle un angle de calage d'environ 170°. La queue de l'excentrique à

double lame est traversée, en un point B convenablement choisi, par un tourillon où vient s'articuler la bielle directrice BE. Le point C de cette même queue d'excentrique porte un bouton qui conduit la bielle CD actionnant la tige du tiroir. L'extrémité E de la bielle directrice est articulée à un tourillon E, monté sur un

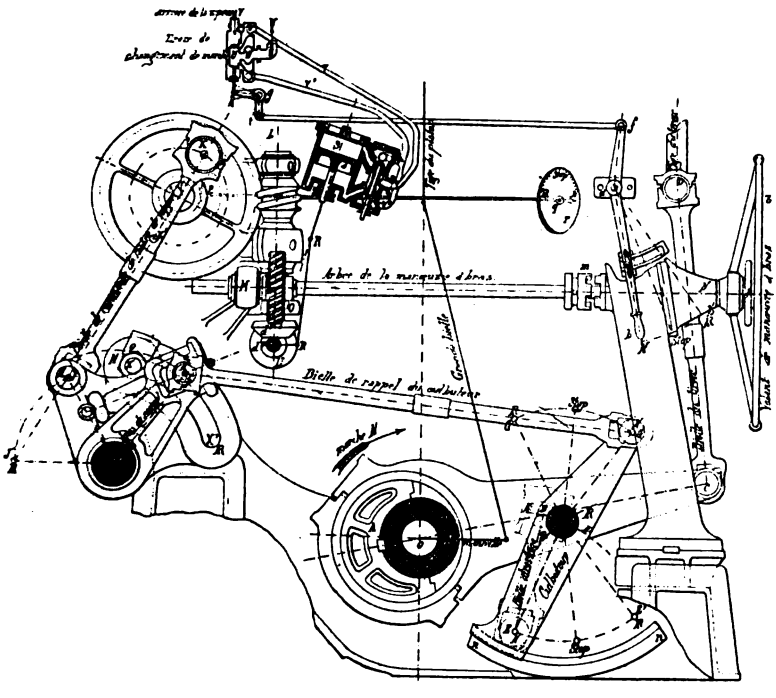


Fig. 189.

double levier EFG appelé culbuteur mobile autour de l'axe F et guidé dans son mouvement de rotation par la glissière *nn'* rapportée sur le bâti de la machine. D'après cette disposition, on voit que pendant la durée d'une révolution de l'arbre O, le point B de l'excentrique A décrira l'arc BF du centre E, tandis que la trajectoire du pied C sera une courbe fermée dont le diamètre vertical représentera à peu près la course du tiroir. Pour renverser la marche, il suffira de faire tourner le culbuteur autour de F de manière à amener le centre E en E' correspondant à la marche AR et changer ainsi l'orientation de l'arc décrit par le point B ; ce mouvement est réalisé par le mécanisme suivant : un arbre lon-

gitudinal appelé arbre T de rappel ou de relevage parallèle à l'arbre moteur actionne les culbuteurs de tous les tiroirs au moyen de bras tels que IH et des bielles HG. Cet arbre I reçoit lui-même son mouvement par l'intermédiaire du bras de levier IJ et de la bielle JK, d'un bouton de manivelle K implanté sur une roue dentée R mue par une vis sans fin LL'. Cette vis est actionnée soit par la commande à bras, soit par la commande à vapeur.

Manœuvre à bras. — On l'opère en manœuvrant le volant Z monté sur l'axe MN dont on peut le rendre indépendant au moyen du manchon d'embrayage *m*. Une roue R' d'engrenage à dents obliques transmet le mouvement à la vis LL'.

Manœuvre à la vapeur. — Pour faire changer le sens du moteur *ss*, c'est-à-dire le faire marcher en AV ou en AR, on se sert d'une machine auxiliaire à vapeur composée de deux cylindres, de deux pistons *ss* avec tiroir T cylindriques sans recouvrement, imprimant à l'arbre P un mouvement de rotation qui est transmis à la vis LL' par l'intermédiaire des engrenages coniques *d d'*. La machine motrice auxiliaire dont les pistons sont *ss* peut changer le sens de son mouvement, c'est-à-dire marcher en avant ou en arrière (et rappelons que la conjugaison de lettre A — R et V indiquent ces sens : pour avant AV, pour arrière AR) ; on se sert d'une autre petite machine à vapeur, dont le tiroir *u* manœuvré par la transmission *h g i f d* et le levier *db* qui se trouve à la portée de la main, ce levier coulisse dans le secteur Y y est fixé à la position voulue par une vis frein V. Ce petit tiroir renverse le sens du courant de la vapeur dans les tuyaux VV' et dans la boîte du tiroir T qui introduit alors tantôt par les arêtes intérieures, tantôt par les arêtes extérieures, c'est-à-dire qu'on transforme ce tiroir en tiroir en coquille ou en tiroir en D selon le sens de la marche que l'on veut obtenir. On remarquera que le diamètre KK_1 de la circonférence décrite par le centre K du bouton de la tête de bielle K est égale à la course JJ' de l'arc décrit par le pied J de cette bielle, il en résulte qu'il suffira de laisser tourner le moteur *ss*, toujours dans le même sens pour faire passer successivement la mise en train par ses suspensions extrêmes. Et quand la machine motrice sera suffisamment échauffée, elle tournera alternativement en AV et en AR, sans que l'on soit obligé de manœuvrer le levier *db*. On ne manœuvrera donc *db* que pour la mise en marche dans le sens voulu, soit au départ, soit dans une manœuvre.

Ce passage contenu qui est alternatif de la marche avant à la marche arrière, justifie le nom de mise en train à balancement automatique.

Sur un cadran gradué *r* un index *q* recevant son mouvement de l'axe *y*, indique les suspensions extrêmes, la demi-suspension et les différentes introductions obtenues avec les suspensions intermédiaires. Enfin un arc évidé *xx'* monté sur l'arbre I limite la course angulaire de cet arbre, un écrou X_1 que l'on peut serrer énergiquement sert de frein à tout le mécanisme.

Distribution Marshall pour torpilleur (fig. 190). — La disposition représentée par la figure 190 offre cette particularité que le point A de la queue de l'excentrique calé sur l'arbre moteur et conduisant la bielle AF du tiroir est situé en deça du point d'articulation B de la bielle directrice CB. Pendant une révolution de l'arbre, le pied B de la bielle décrit donc un arc de cercle de centre C et le point A de la queue de l'excentrique une courbe aplatie dont la projection sur la verticale dnne la course du tiroir.

Pour renverser la marche, un servo-moteur P, analogue à ceux qui sont employés sur plusieurs bâtiments, remplit ce but. Son tiroir est asservi et ramené à mi-course quand on cesse de manœuvrer le volant V. Ce servo-moteur imprime, par l'intermédiaire des bielles ED et des bras DB un mouvement angulaire d'une amplitude convenable à un arbre se projetant en B, appelé arbre de la mise en train. Sur cet arbre sont calées des manivelles HC à deux joues entre lesquelles passent les bielles directrices CB et remplissent par rapport à ces dernières le rôle de culbuteur.

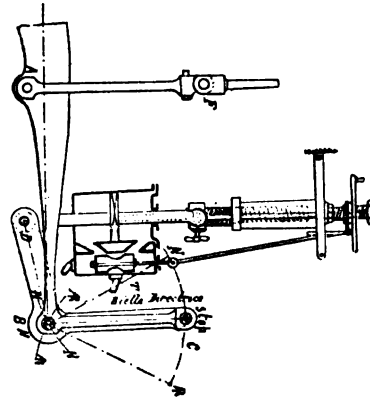


Fig. 190.

Mise en train du Creusot (fig. 191). — Sur les croiseurs les appareils moteurs se composent de deux cylindres, un admetteur et un détendeur, ces cylindres sont légèrement inclinés. Le moteur de la mise en train se compose également de deux cylindres A et B ayant leurs axes sur le prolongement l'un de l'autre, le cylindre A est le cylindre à vapeur moteur, le cylindre B est le cylindre modérateur rempli d'huile.

Les pistons P*v* et P*p* sont montés sur deux tiges T*at* réunies par un écrou ainsi qu'il est représenté sur le dessin. Sur une traverse T_1 portant deux tourillons sur lesquels sont articulées des bielles CC par une de leurs extrémités et par l'autre à l'arbre

de relevage D (vue 1-2). Le déplacement des tiroirs T_v à vapeur et *th* à l'huile se fait à l'aide des leviers F F et L de la tringle F et du mouvement à sonnette *ss* oscillant autour de l'axe *o*, le bras supérieur étant articulé à la tige du tiroir à vapeur. Le levier de commande F est guidé dans la rainure d'un secteur cir-

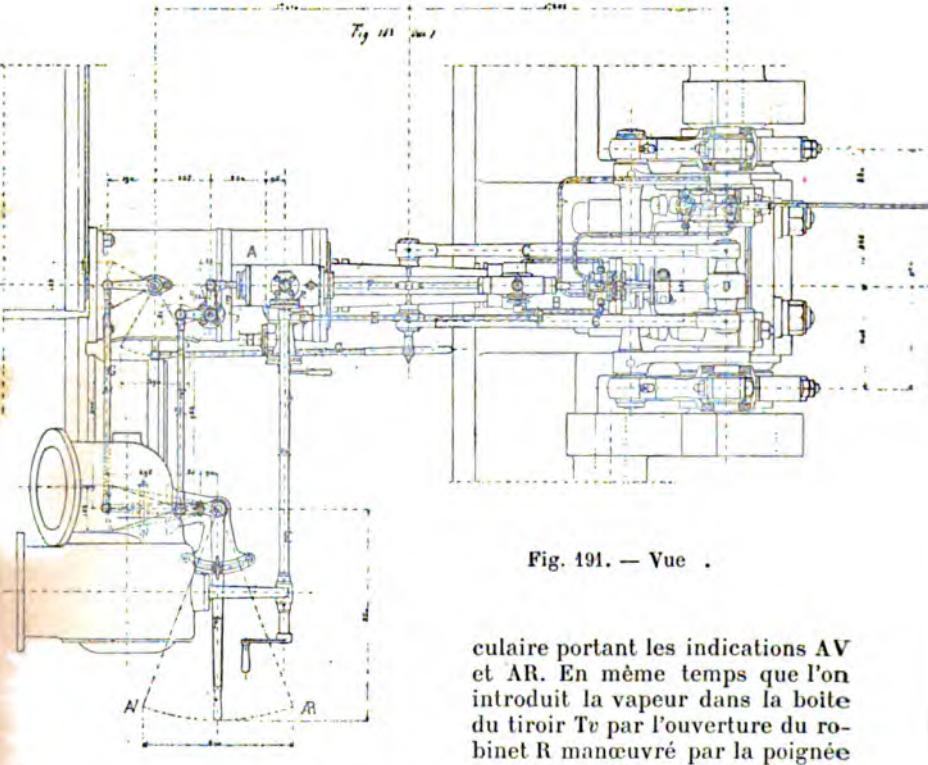


Fig. 191. — Vue .

culaire portant les indications AV et AR. En même temps que l'on introduit la vapeur dans la boite du tiroir Tv par l'ouverture du robinet R manœuvré par la poignée *p* et la tringle verticale E, on ouvre le tiroir *th* à l'huile (vues 3 et 4); par conséquent, comme dans tous les systèmes employés par le Creusot, le piston modérateur à l'huile a donc ses deux faces soumises à des pressions qui réagissent contre la poussée du piston à vapeur et en modifiant la rapidité de son mouvement. Le degré d'ouverture du robinet qui met les deux faces du piston à l'huile en communication permet de régler à volonté la vitesse de tout l'appareil. Quand la machine est au repos, et que l'on doit déplacer les

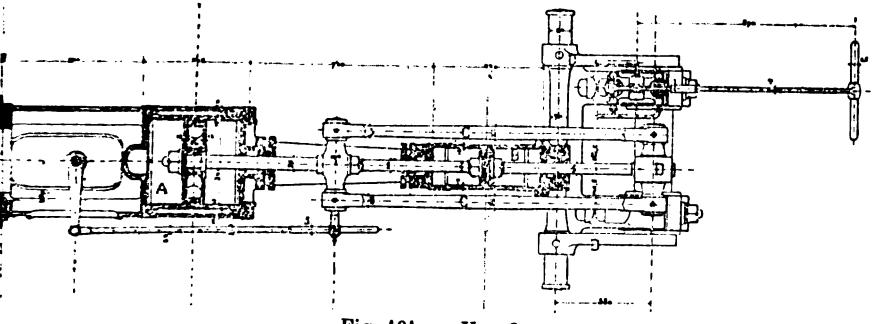


Fig. 191. — Vue 2.

tiroirs pour les graisser ou pour refaire le presse-étoupe de leurs tiges, on se sert d'une pompe mise à bras.

La distribution de l'huile dans le cylindre à huile se fait à

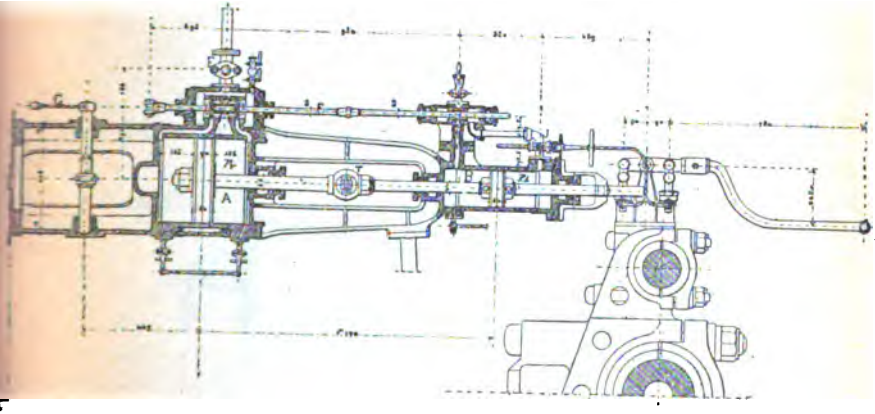


Fig. 191. — Vue 3.

A, cylindre à vapeur moteur.
Pr, piston à vapeur.
B, cylindre à huile.
P*p*, piston du cylindre à huile.
CC, bulles d'attaque de l'arbre de relevage.
*p*EE, mouvement de manœuvre du robinet R de prise de vapeur.
FF, L *ss*, levier tringle, mouvement à sonnette actionnant les tiroirs à vapeur et à huile.
GGG, leviers et mouvement de rappel des tiroirs à vapeur et à l'huile.
H, robinet d'échappement du cylindre à vapeur.
I, pompe à bras pour changement de marche à la main.
J, robinets distributeurs de l'huile dans le cylindre à huile et manœuvres à la main.

l'aide des robinets J manœuvrés par le volant V et les engrenages e^1 e e_2 l'ensemble de cette mise en train est représenté dans les vues de la machine.

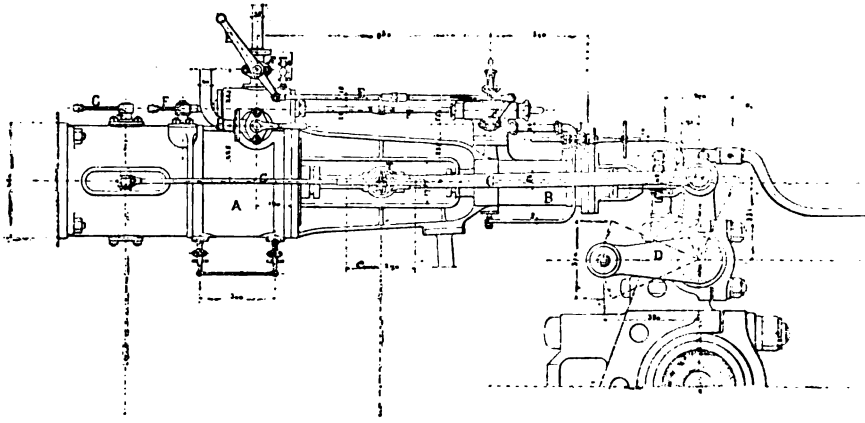


Fig. 191. — Vue 4.

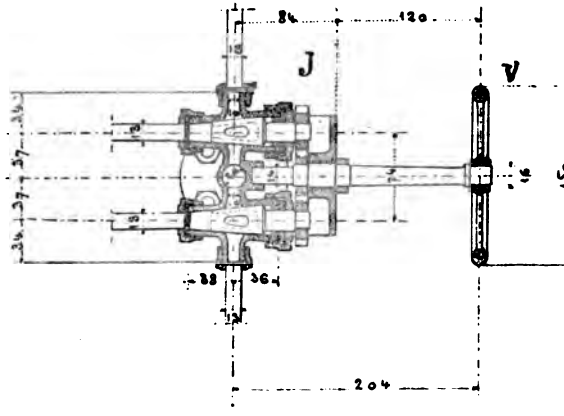


Fig. 191. — Vue 5.

Mise en train du « Condor ». — L'appareil à vapeur du *Condor* a été construit à Newcastle, par MM. Leslie et Cie. La disposition de ces machines a permis de réaliser une puissance supérieure à 3 000 chevaux sous le plus petit volume possible à l'encombrement.

La mise en train appliquée par MM. Leslie et Cie est du système Marschall ; elle est placée sur l'avant du cylindre admetteur, elle comprend un petit cylindre vertical *cy* à vapeur dont la bielle *b* de son piston moteur actionne la manivelle M calée sur l'arbre *a*,

portant la vis sans fin V, vue en pointillé engrenant avec la roue R calée sur un arbre A portant une manivelle *m* sur laquelle vient s'articuler une des extrémités d'une bielle B dont l'autre

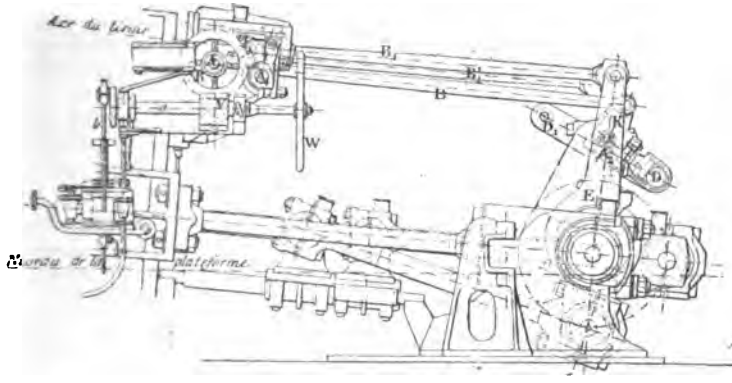


Fig. 192.

extrémité est articulée à un bras K faisant corps avec le balancier D_1D de mise en train lequel peut tourner autour de l'axe A_2

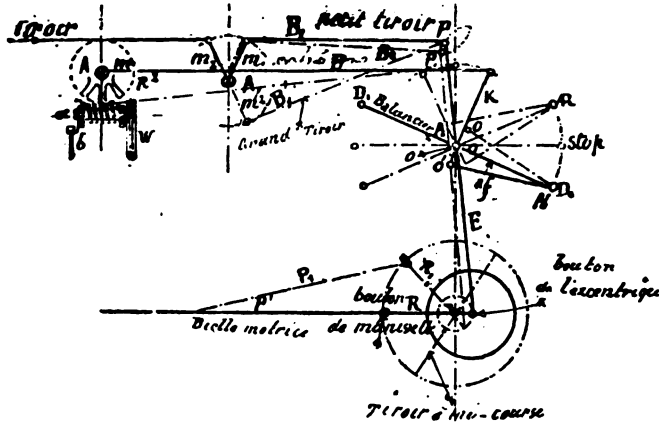


Fig. 193.

supporté par des paliers venus de fonte avec le bâti de la machine. A l'une des extrémités D du balancier est articulée une bielle *f* de rappel dont l'autre extrémité est articulée en un point *o* de la queue E de l'excentrique conduisant la tige du

tiroir du cylindre admetteur par l'intermédiaire de la bielle B_1, le chariot de l'excentrique E calé sur l'arbre moteur est en deux parties. La longueur de la bielle *f* est égale à la demi-longueur du balancier D_1D. On peut alors se rendre compte sur le schéma (fig. 193) que si le balancier est horizontal pour la position de stop, la machine étant à l'un de ses points morts, le point d'articulation *o* de la bielle *f* se confondra avec le centre A_2 du balancier D_1D.

Si nous prenons la manivelle dans la position R_1 le point *o* sera en *o'*. Il n'y a qu'un excentrique pour chaque cylindre. L'angle de calage est de 180° ; c'est-à-dire que la manivelle R et le rayon de l'excentrique E sont dans le prolongement l'un de l'autre. A l'extrémité de la queue de l'excentrique E est articulé une bielle B_1 dont l'autre extrémité est reliée à une manivelle m_1 venue de forge avec l'arbre A_1 de relevage ou de commande des tiroirs. Cet arbre porte une deuxième manivelle m_2 dont l'extrémité conduit la bielle commandant la tige du tiroir. L'autre extrémité D_1 du balancier D_1D conduit la queue de l'excentrique du tiroir du cylindre détendeur au moyen des mêmes organes ; les manivelles motrices sont calées à 90°.

Les variations dans la position du balancier D_1D produites par l'intermédiaire de la bille B occasionnent des changements dans la position de l'excentrique E donnant lieu à des variations dans la durée de la période d'introduction jusqu'au stop de la machine. Dans la mise en marche de la machine, l'arbre A commandé par la roue R_2 étant animé d'un mouvement de rotation continu, le balancier D_1D passe donc successivement de la marche *AV* à la marche *AR*, le mouvement des tiroirs est donc lui-même aussi continu et alternatif.

Pour fixer la mise en train dans le sens de la marche voulue on consulte une aiguille indicatrice placée sur l'arbre A dont les indications sont indiquées sur un cadran *ad hoc*.

Mise en train du « Coëtlogon » (fig. 194). — Les machines de ce croiseur ont été construites par la Cie Transatlantique de Saint-Nazaire ; la mise en train est également du système Marshall, mue par un moteur à vapeur sur lequel nous reviendrons. Elle se compose d'un excentrique E calé sur l'arbre moteur A*m*. A l'extrémité E' de la queue de l'excentrique est articulée l'extrémité d'une bielle B_1 dont l'autre extrémité est articulée au bouton d'une manivelle *m*, calée sur un arbre *a*, une autre manivelle *m* calée sur le même arbre et faisant avec la première m_1 un certain angle. Cette manivelle *m* transmet le mouvement de va-et-vient à la tige T'*m* du tiroir à l'aide d'une menotte intermédiaire.

Avec l'arbre A_1 sont venus de forge les bras K et D ; sur le tourillon G, à l'extrémité du bras K est articulée une bielle B, arti-

culée par son autre extrémité aux tourillons *tt* d'un guide *g* faisant glissière. Le volant V à l'aide d'engrenages côniques transmet un mouvement longitudinal à la vis V_1 prolongement de la tige T du piston du cylindre moteur C, par ses tourillons *tt* et la bielle B entraine le levier K, le levier D et le mouvement m_1m et par suite le tiroir du cylindre admetteur. Dans la gorge *g'* de l'écrou *e* est placée une virolle sur laquelle est implanté le bras *b* qui, à l'aide

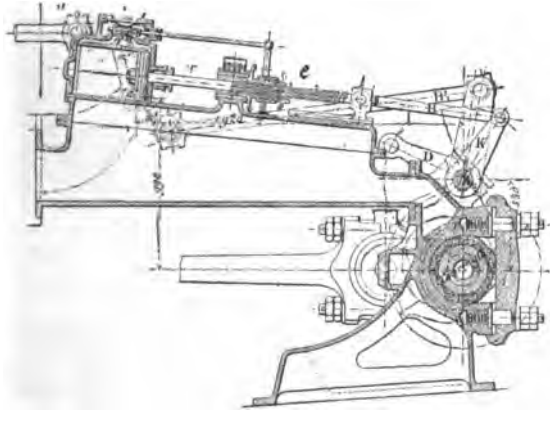


Fig. 194, vue 1. — Coupe PO.

de la tringle tige t_1 transmet le mouvement au tiroir *t* d'asservissement. Comme dans tous les tiroirs d'asservissement connus, lorsque l'on agit sur le volant V on déplace le tiroir d'asservissement dans un sens ou dans l'autre et quand l'on cesse d'agir sur ce volant; le piston P agissant lui-même fait tourner l'écrou *e* en sens contraire et ramène toujours le bras à son point de départ à mi-course. Comme on le voit cet écrou *e* emprisonné dans un pilier ne peut que prendre un mouvement de rotation.

Le bras D a l'une de ces extrémités articulée à une bielle *f* et

---

Légende de la figure 194, *vues* 1, 2 *et* 3.

C, cylindre à vapeur de la mise en train.
T, tiroir de distribution et d'asservissement.
V, volant manœuvré à bras et déplaçant l'écrou *e* de commande du tiroir T.
E, excentrique calé sur l'arbre moteur A*m*.
K D, leviers faisant partie de l'arbre de relevage A.
B_1, bielle communiquant le mouvement de la gueuse de l'excentrique E aux manivelles *m*, et *m* et à la tige T'*m* du tiroir moteur.
B, bielle en relation avec le piston à vapeur du cylindre C et faisant décrire à l'arbre A, et aux leviers K et D un mouvement circulaire de changement de marche.
T*m*, tige du piston moteur.
B*m*, bielle motrice.
A*m*, arbre moteur.
G*m*. glissière de la tige du piston moteur.
e'e'ee, engrenages coniques actionnant l'écrou de commande du tiroir d'asservissement.

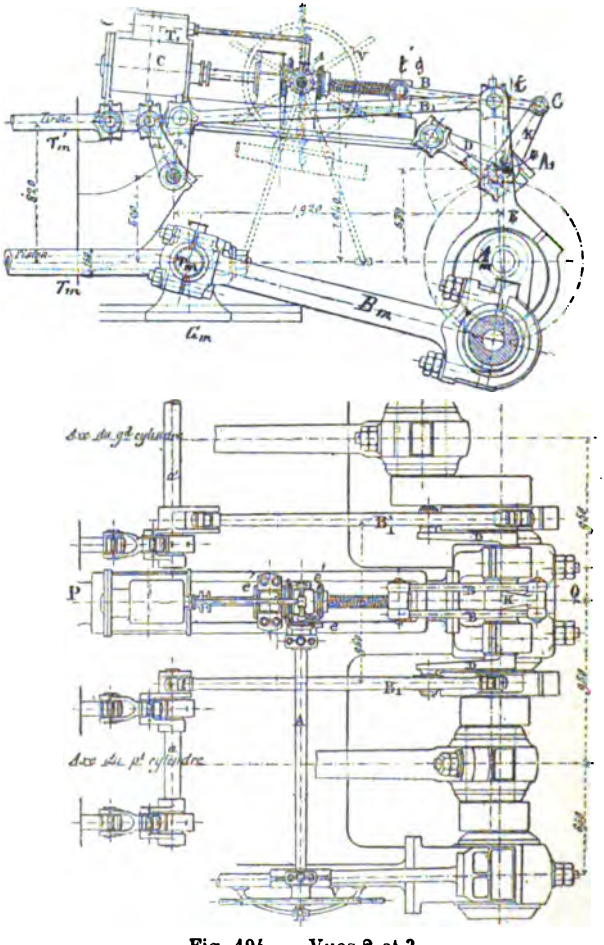


Fig. 194. — Vues 2 et 3.

l'autre extrémité de cette bielle *f* est articulée sur la queue de l'excentrique E.

SYSTÈME DE CHANGEMENT DE MARCHE SOLMS (schéma, fig. 195)

Ce système consiste en un excentrique K calé sur l'arbre moteur A*m*; le poids A extrême de la queue de l'excentrique A*m* A

est astreint à glisser dans la rainure rectiligne d'une coulisse C_1C_1 mobile elle-même ou du moins pouvant l'être en tournant autour de son intersection avec l'horizontale passant par le centre I de l'arbre A*m* (la machine étant supposée verticale), de telle sorte que ces deux positions extrêmes, l'une corresponde à la marche *A'* et l'autre à la marche *A*, symétriques par rapport

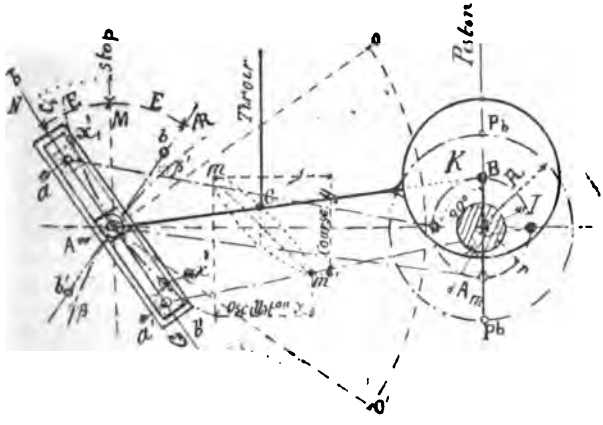


Fig. 195.

à la position moyenne (verticale dans ce cas) et correspondant au stop de la machine.

La position du rayon d'excentricité est telle que celui-ci fait un angle de 90° avec la ligne AI; c'est-à-dire 180° avec la manivelle, laquelle est verticale lorsque le piston est à l'un de ses points morts, et la longueur de la bielle est donnée par la distance du point d'oscillation au bout du rayon d'excentrique placé dans la position correspondant au bas de la course du piston.

Prenons un point C sur la bielle AB ce point servant d'articulation; de plus nous voyons que les grands axes de ces ellipses sont inclinés sur la verticale dans le même sens que la coulisse.

Si nous supposons la machine en marche, nous pouvons remarquer en traçant l'épure, que tous les points de la bielle d'excentrique décrivant des sortes d'ellipses se déformant d'une façon à la bielle qui conduit la tige du tiroir, le centre du coulisseau sur lequel est articulée l'extrémité A de la queue de l'excentrique, vient occuper les positions *a* et *a'* situées sur la directrice *aa'*, faisant avec la normale AM un angle que nous désignerons par EE et le point C en particulier décrit une courbe elliptique dont la médiane *mm'* est inclinée dans le même sens que celle *aa'* de la coulisse et dont la projection *y* sur l'horizontale

représente la course du tiroir ; l'oscillation ou l'angle formé par les deux directions de la bielle correspondante aux positions *aa'* représentée par la projection de la médiane *mm'* sur la verticale et représentées par *x*. Il est facile d'observer que plus l'angle E est grand plus la courbe elliptique décrite par le point C est inclinée sur la verticale AI, I étant le centre de l'arbre moteur. On peut donc déterminer la valeur des éléments du mécanisme pour que la position de la médiane *aa'*, par exemple, corresponde à la régulation fournissant la plus grande introduction pour la marche *AV* ; et si l'on considère la position symétrique *bb'* de la directrice, à cette position correspondra une courbe elliptique semblable à C et fournissant les phases de la régulation pour la marche *AR*.

Le point C doit donc être choisi de façon à obtenir des éléments de régulation convenables, angle d'avance et course du tiroir suffisants. En abaissant la directrice *ao'* de plus en plus sur AI, on voit que l'on obtient des changements dont les éléments de la régulation, la course du tiroir diminue et par conséquent de ce fait l'introduction diminue. Le cas particulier, lorsque le directrice sera normale à AM, la courbe décrite par le point C aura son axe perpendiculaire au rayon d'excentricité BI, et à ce moment le tiroir sera fermé, arrivé à la position *stop*. On peut également vérifier par l'épure que l'avance linéaire à l'admission est constante pour les différentes durées de l'introduction. En effet le pied de la bielle devant toujours être au milieu de la coulisse lorsque le piston est à l'un de ses points morts, et cela quelle que soit l'inclinaison de celle-ci, on en conclut que le tiroir sera alors toujours à la même position sur la glace.

Si la coulisse devait conduire un tiroir en D au lieu d'un tiroir en coquille, la position de la coulisse telle qu'elle est pour la marche *AV*, prendrait la position de la coulisse pour la marche *AR*.

Mise en train du « Bouvines » (schéma). — Dans ce système de mise en train, le renversement de marche et la distribution de la vapeur se fait à l'aide de la disposition Hackworth, mise en mouvement par un moteur à vapeur dont l'installation est celle du *Faucon* (fig. 182), les appareils du *Bouvines* ayant été également construits par les Forges et Chantiers de la Méditerranée. Ce moteur actionne donc par le moyen d'engrenages coniques une vis sans fin V_1 (fig. 196, vue 2), laquelle actionne une roue striée R calée sur un arbre dit de relevage et sur lequel est fixée une manivelle articulée à une bielle par son pied et par sa tête à une manivelle calée sur l'arbre de changement de direction des guides. Cette disposition a beaucoup d'analogie avec celle du *Latouche-Tréville* (fig. 172). La distribution se fait à l'aide d'un seul excentrique pour chaque tiroir ; les tiroirs sont cylindriques afin de présenter moins de résistance dans leur fonctionnement ; le cylindre admetteur et le premier

détendeur n'ont chacun qu'un tiroir, le grand détendeur en a deux. Ce mode de distribution permet de placer les tiroirs au-dessus des cylindres et de diminuer la longueur des machines. Dans ce système, la coulisse a à peu près la forme d'un fer à cheval *d*, venu de forge avec l'arbre de relevage *A*R, dans cette coulisse glisse un coulisseau pouvant osciller à l'extrémité de l'excentrique pen-

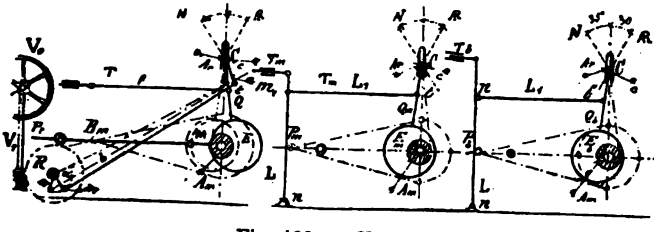


Fig. 196. — Vue 1.

V_0, volant actionnant l'arbre A de la machine auxiliaire.
V_1, vis sans fin actionnant l'arbre A*p* par l'intermédiaire de la roue striée R engrenant avec V_1.
m, manivelle clavetée sur l'arbre *ar*.
b, bielle communiquant à la manivelle *m*, fixée sur l'arbre de relevage, le mouvement qu'elle reçoit de *am*.
M, manivelle de l'arbre moteur.
E, excentrique calé sur l'arbre moteur.
Q, queue de cet excentrique.
m_1, manivelle de l'arbre de relevage A*r*.
C, coulisseau coulissant dans la coulisse C en forme d'U.
B*m*, bielle motrice du piston du cylindre admetteur.
B, B_1, bielles motrices des cylindres détendeurs.
f, bielle de transmission à la tige T du tiroir du cylindre admetteur.
L*m* L*b*, leviers transmettant le mouvement aux tiroirs T*m* et T*b*, à moyenne et à basse pression par l'intermédiaire des leviers L'*m* et L'*b*.
A, centre d'articulation des bielles D de relevage.

dant le mouvement de ce dernier. Le tiroir du petit cylindre est conduit directement par une bielle *f* articulée à un point *t* de la queue Q de l'excentrique. Les autres tiroirs sont conduits par l'intermédiaire des leviers L*m* L*b*, oscillant autour des tourillons *nn* dont les piliers sont fixés sur des boîtes, et des bielles L*m* L*b* articulées en *t'* et *t''* sur les queues Q*m* et Q*b* des cylindres à moyenne et à basse pression ; les bielles L*m* et L*b* sont articulées en n_1 et *n* des levées L*m* et L*b* conduisant les tiges T*m* et T*b* à moyenne et à basse pression.

Le renversement de marche se fait donc à l'aide de la manivelle *m* calée sur l'arbre *a* et de la bielle *b* agissant sur le bras m_1 faisant corps avec l'arbre A*n* dit de relevage de la coulisse C du coulisseau *c*. En déplaçant la roue striée R, on change l'inclinaison de la coulisse selon le sens de la marche que l'on veut obtenir. Le rayon de l'excentrique E fait avec celui de la manivelle motrice A*m* un angle de 180°.

Répétons avant d'établir la légende de la vue 1, que le volant V_0 reçoit son mouvement de l'arbre de la petite machine à vapeur par

un pignon *r* conique fixé sur le bout de l'arbre de la petite machine et commandé soit à la vapeur soit par le volant V_0 que l'on peut déclencher ; ce pignon *p* engrène avec un deuxième pignon *p'*

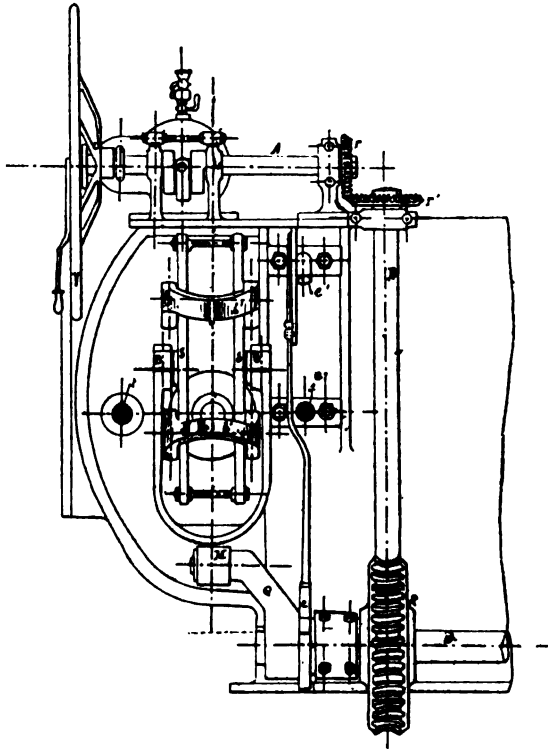


Fig. 196. — Vue 2.

fixé à l'extrémité de la vis *mn* B engrenant avec la roue R sur l'arbre de laquelle est calée la manivelle *m* articulée à la bielle *b* articulée à la manivelle *m'* de l'arbre A_2.

Mise en train système Brown frères à Edimbourg, employée sur le cuirassé « le Brennus ». — Cette mise en train à vapeur et pouvant fonctionner à bras à l'aide d'une pompe à eau P, actionne un arbre de relevage X sur lequel sont calées les manivelles où s'articulent les bielles de commande des secteurs. Elle se compose de deux cylindres C*v* moteur à vapeur et C*e* à eau servant de frein au premier ; ces cylindres ont le même axe et leur piston P*v* et P*e* montés sur la même tige T_1.

Sur le côté du cylindre à vapeur Cv est placé le tiroir T de distribution de vapeur, lequel est relié par sa tige O au tiroir hydrau-

Appareil de mise en train.
Système BROWN d'Edimbourg

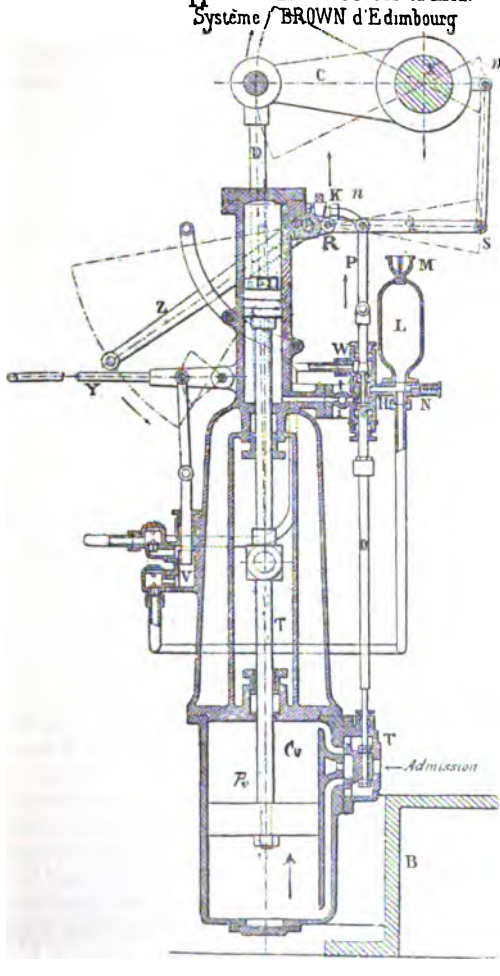


Fig. 197.

lique *t* qui est cylindrique. Le mouvement des pistons à vapeu et à eau est transmis par la bielle D à la manivelle C calée su l'arbre de relevage X.

A la partie inférieure du cylindre à eau C*e* est pratiqué un conduit communiquant avec la boîte du tiroir cylindrique *t*, sur ce conduit est placé le robinet intermédiaire I régulateur de l'introduction de l'eau. La partie supérieure du cylindre C*e* à eau est en communication avec la partie supérieure de la boîte du tiroir à eau par un tuyau sur lequel est fixé un robinet K régulateur, remplissant le même but que le robinet I de communication de la partie inférieure.

Sur le côté de la boîte du tiroir *t* à eau est pratiqué un conduit mettant cette boîte en communication avec un réservoir à air L muni à sa partie supérieure d'une soupape atmosphérique M et d'une soupape de sûreté N; ce réservoir sert de modérateur et empêche les chocs qui pourraient se produire aux extrémités du cylindre à eau C*e*.

Le prolongement de la tige du tiroir *t* à eau est relié au point *n* aux leviers flottants R Q, S U. Le levier RS est actionné par une petite manivelle *m'* calée sur l'axe *o* qui commande le levier *z* de manœuvre; l'extrémité *u* du levier SU est articulée à la petite manivelle *m* implantée sur l'œil de la manivelle *c*.

FONCTIONNEMENT

Prenons la mise en train à mi-course correspondant à la position de stop et indiquée par la figure 197. Si l'on abaisse le levier Z, la manivelle *m'* va s'élever, le point S restera fixe puisque la machine est encore immobile, le levier Q va s'élever et entraînera à l'aide de la bielle P les tiges des tiroirs à vapeur et à eau. L'admission de la vapeur *v* se faisant à la partie inférieure du cylindre C*v* sur la face inférieure du piston R qui va monter ainsi que le piston N*e* hydraulique.

Le tiroir *t* hydraulique quand il a été déplacé par la première manœuvre du levier Z a mis les deux extrémités du cylindre hydraulique C*e* en communication avec le réservoir à air L, de sorte que l'eau refoulée à la partie supérieure du cylindre C*e* par le piston *pe* est venue dans L et oppose une résistance à l'action de la vapeur; avec la pression de l'air, il y a donc une résistance progressive qui évite l'emballement de la machine. L'eau passant par le réservoir L revient remplir le volume libre, laisse derrière le piston *pe* qui monte. Le degré d'ouverture des robinets I et K modère déjà les emballements de la mise en train. Le volume du réservoir L doit être calculé pour pouvoir recevoir le volume engendré par la tige du piston *pe* pendant une course, plus le volume réservé à l'air. Les pistons P*v* et *pe* montant les bielles D actionnent l'arbre de relevage X, la manivelle *m* agissant sur la tringle US, le point R du levier RS étant fixé la tige P des tiroirs

s'abaisse et ceux-ci reprennent leur position de mi-course. Le tiroir T ferme l'introduction de la vapeur et le tiroir *t* intercepte la communication entre les deux extrémités du cylindre hydraulique.

La mise en train s'arrête et les secteurs de mise en marche ont été rappelés à la position qui convient pour le sens de la marche demandé.

Si l'on déplace le levier *z* de bas en haut sur la gauche, on obtient un mouvement inverse à l'arbre de relevage et par conséquent à la machine motrice. Lorsque l'ouverture des robinets L et K régulateurs d'eau est bien établie, on peut agir promptement sur le levier Z de manœuvre. Le défaut de ce mécanisme est de ne pas permettre à l'arbre de relevage de se fixer dans des positions intermédiaires permettant des variations dans celles des secteurs. La durée de l'introduction est donc toujours la même; il faut donc pour obtenir une variation, avoir un mécanisme spécial de détente au cylindre admetteur.

Dans le réservoir L, le but de la soupape de sûreté N est d'empêcher ce réservoir d'éclater par suite de son trop-plein, quand le piston hydraulique est au bas de sa course.

Pendant la course montante l'excès de l'eau est rejeté par cette soupape de sûreté, tandis que pendant la course descendante la quantité d'air utile s'introduit dans L par la soupape atmosphérique M; par cette disposition, l'appareil règle de lui-même la quantité d'eau nécessaire.

Dans cette mise en train, l'eau n'a qu'un seul but, agissant à la fois sur les deux faces du piston *pe* du cylindre hydraulique; elle bloque l'arbre de relevage à une position déterminée en fermant le tiroir *t* hydraulique.

En cas d'avaries de la machine à vapeur, ou étant au mouillage, si on veut actionner la mise en train, on se sert d'une petite pompe Po à eau qui permet d'introduire alternativement l'eau sur chacune des faces du piston *pe*, par conséquent de déplacer l'arbre *t* de relevage ou de rappel des secteurs, de déterminer un déplacement des tiroirs dans un sens ou dans l'autre et d'opérer la mise en marche de la machine.

Sur le *Brennus*, il existe une petite différence dans la transmission du mouvement des pistons à l'arbre de relevage. Entre les deux cylindres la tige commune aux pistons est filetée d'un pas rapide, elle se visse dans un écrou sur lequel viennent s'articuler les bielles B.

Mise en train du « Chasseloup », du « Laubat » et du « Friant ». — Les appareils moteurs de ces croiseurs ont été construits par les Forges et Chantiers de la Méditerranée; ils se composent de deux machines verticales à trois cylindres, un admetteur et deux détendeurs,

de diamètres croissants et de même course. La mise en train (fig. 198) actionne les coulisses de Stéphenson. L'ensemble du mécanisme se compose d'un petit moteur à vapeur à deux cylindres *c*,

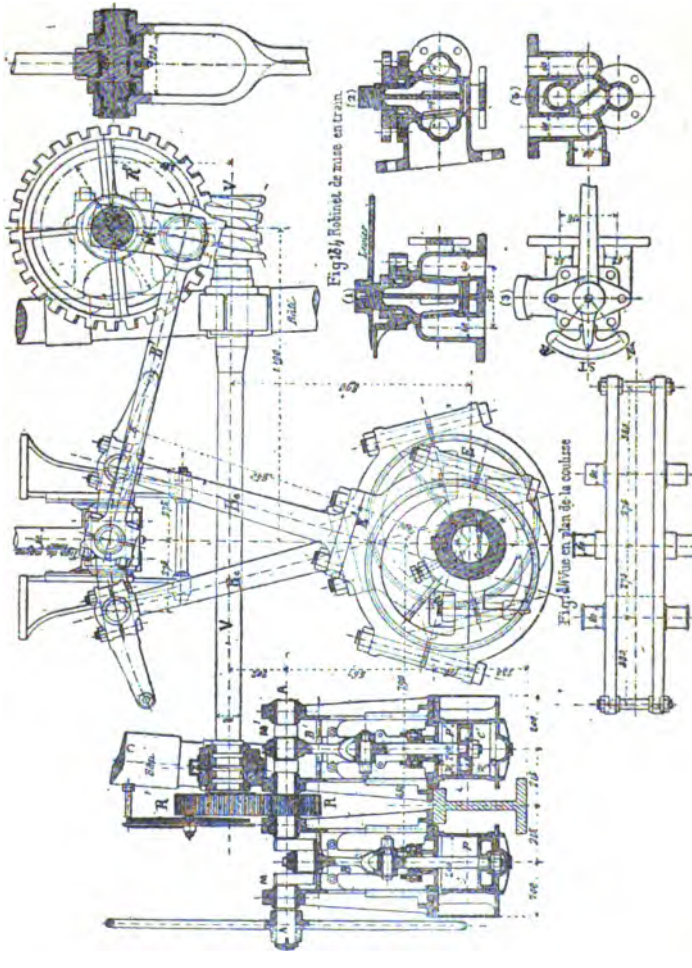


Fig. 198.

le pignon R engrenant avec une roue R′ calée sur la tige d'une vis sans fin V engrenant avec une roue R″ ; l'axe de cette vis sans fin et *c′* dont les bielles B et B′ des deux pistons P et P′ sont calées à 90° et actionnent les manivelles M et M′ d'un arbre A portant

à l'une de ses extrémités un palier de butée P', ne peut que tourner dans ce palier.

Sur l'axe A' de cette roue R'' est calée la manivelle M_1; sur cet arbre A' sont calées les manivelles de rappel des secteurs articulées aux bielles B' B'' B''' correspondantes à chaque secteur, — S' S'' S''' de chaque machine. Le mouvement du moteur de la mise en train est continu; la machine motrice commandée par celle de la mise en train passe donc successivement de la marche *AV* à la marche *AR*. Un cadran C*a* avec aiguille indicatrice *a* indique que la machine est en *AV* ou en *AR*.

On peut manœuvrer cette mise en train à bras en agissant directement sur le volant V*o*. Le robinet R_1 permet, par sa manœuvre dans le sens de la marche voulue, de mettre en *AV* ou en *AR*, lorsque la machine est échauffée.

Mise en train système Bonjour appliquée sur la canonnière l' « Ondine » pour essais et ensuite sur l'« Infernet » et le « Dupetit-Thouars ». — La machine motrice de l'*Ondine* se compose de deux cylindres verticaux compound, dont les manivelles M et M' sont calées à 90°. Le système de mise en train appliqué à cette machine es

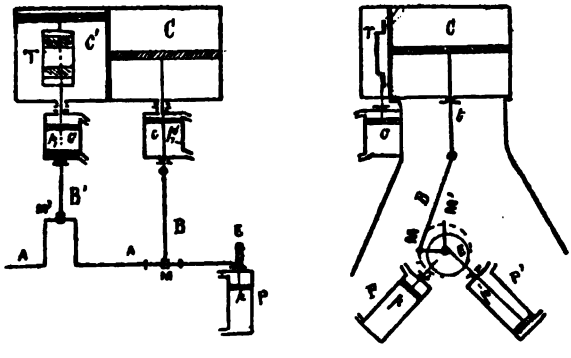


Fig. 199. — Vues 1 et 2.

dû à M. Bonjour, ingénieur au Creusot ; elle se compose de deux pompes dont les axes sont inclinés à 45° et forment ensemble un angle de 90°, ces pompes reçoivent leur mouvement d'un seul excentrique calé à l'extrémité de l'arbre moteur ; c'est par la disposition particulière du refoulement de ces pompes sur les faces d'un petit piston commandant le tiroir de distribution à chaque cylindre de la machine que l'on obtient la régulation et les changements de marche.

Cette disposition supprime une grande partie des organes

employés actuellement aux changements de marche; par conséquent, diminution des chances d'avaries et économie d'entretien pendant la marche. L'excentrique E qui conduit les pompes P et P', est à calage variable, il est placé sur le bout de l'arbre moteur; une rainure tracée sur l'arbre et inclinée par rapport à l'axe longitudinal fait tourner l'excentrique à l'aide d'une clavette que l'on enfonce dans la mortaise de l'arbre et dans une semblable rainure pratiquée dans le chariot de l'excentrique, c'est un décalage que l'on opère; le mécanisme qui commande cette clavette peut être une vis, ou le système d'un servo-moteur, mais le moyen quel qu'il soit ne présente aucune difficulté, chacune des pompes P et P' refoule dans des cylindres C et C' agissant sur des pistons p_1 p_1' commandant directement les tiges des tiroirs des cylindres moteurs C et C'. On conçoit la nécessité que les pompes et les tuyaux de communication soient complètement privés d'air, il ne faut aucune élasticité, car par la moindre augmentation de résistance des tiroirs, cet air pourrait être comprimé et agir ensuite violemment; il y aurait donc à un moment donné cessation de conduite des tiroirs, puis mouvement précipité; une disposition spéciale de tuyautage de robinet et de réservoir permet de se servir de la même eau, de réparer les pertes inévitables et le retour de cette eau dans un réservoir spécial. Le schéma figure 199, permet de se rendre compte de l'installation qui a été faite sur l'*Ondine*. Les résultats ont été satisfaisants et cette mise en train doit être établie sur les croiseurs *Dupetit-Thouars* et *Infernet*.

Rapport de M. Bonjour, auteur du système et ingénieur au Creusot. Transmission hydraulique aux tiroirs. — La solution de ce problème est intéressante pour tous les mécaniciens, elle prend une importance de premier ordre dans les applications aux grandes machines de la marine dont les cylindres multiples comportent pour chacun une distribution par secteur à deux excentriques ou une distribution Mazeline, elle est abandonnée presque totalement pour les machines à haute pression dont la manœuvre et le changement de marche doivent être rapides.

Malgré les quelques simplifications qu'on a pu apporter dans ces sortes de transmissions, tant qu'on s'en est tenu à des combinaisons cinématiques, il a été impossible d'échapper à une complication excessive, entraînant des difficultés considérables pour l'agrément de la machine, pour le graissage, et pour l'entretien des frais élevés, des chances d'avaries nécessitant un personnel nombreux et qui doit être très exercé pour se mouvoir sans trop de grands risques dans les emplacements étroits, encombrés par tout cet attirail.

Les dispositifs imaginés par M. Bonjour, ont pour but de modifier dans une mesure très large ces transmissions si complètes et

si volumineuses et de les remplacer par de simples tuyaux que parcourt un fluide incompressible. En un point quelconque de l'arbre moteur est monté un excentrique, lequel suffit à lui seul pour donner la distribution à un nombre quelconque de cylindres.

Supposons d'abord qu'il ne s'agisse que d'un seul cylindre (fig. 200) ; l'excentrique mettra en mouvement une pompe foulante

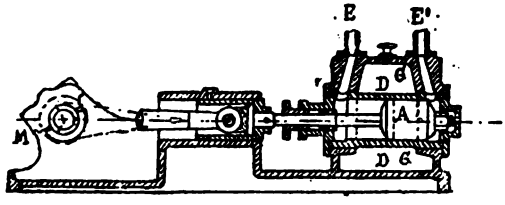


Fig. 200.

dite génératrice, laquelle comprimera le liquide et l'enverra par un tuyau sous un piston appelé récepteur et monté sur la tige du tiroir. L'ensemble de la transmission étant supposé sans fuite ni dilatation, les mouvements du tiroir suivront exactement ceux du piston générateur et la distribution se fera comme avec un excentrique à connexion directe, le liquide renfermé remplaçant exactement l'action de la bielle d'un excentrique ordinaire. Mais il est indispensable de parer aux effets des fuites et des dilatations, et c'est ici que se montrent le soin et l'ingéniosité que l'in-

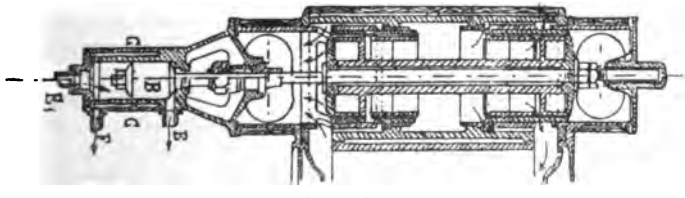


Fig. 201.

venteur apporte dans l'étude de ces questions, l'un des nombreux dispositifs qu'il propose est représenté par les schémas 1, 2, 3, 4, 5, qui nous serviront à en expliquer le principe et le fonctionnement.

L'excentrique M monté sur l'arbre moteur actionne le piston générateur A à double effet ; par les tuyaux EE, E'_1 E_1, les fonds du cylindre générateur sont réunis à ceux du récepteur B dont le piston est fixé sur la tige du tiroir de distribution.

Le cylindre générateur A est immergé dans un réservoir GG plein de liquide avec lequel il communique par les trous DD percés sur tout son pourtour ; grâce à ces orifices, dits d'enclenchement,

que le piston A découvre à fin de course, le cylindre se maintient toujours plein de liquide. Le cylindre récepteur B présente une disposition analogue; il est percé en son milieu d'une série de trous CC, dits orifices de libération, qui sont découverts par le piston à chaque fin de course. Ces orifices communiquent avec la décharge F qui ramène le liquide au réservoir GG. Le volume engendré par le piston générateur étant un peu plus grand que celui engendré par le piston récepteur, on voit qu'il s'établira une circulation continue de l'un à l'autre, le liquide en excédent étant à chaque coup de piston ramené au réservoir GG; de plus, les fuites seront constamment réparées et les excursions du tiroir exactement limitées. La course sera constante. Le changement de marche et les variations de la détente s'obtiennent facilement; il suffit, suivant un principe bien connu, de modifier la position de l'excentrique M sur l'arbre, c'est-à-dire de modifier l'angle de calage. Soit *o* (fig. 202) la position du centre de l'excentricité, la manivelle étant en MH, pour la marche en avant avec l'admission maxima, si nous reportons le centre d'excentricité au point *b* symétrique de *a* par rapport à MH, nous obtiendrons la marche AR dans des conditions analogues de distribution. Si au moyen d'un des dispositifs employés pour le décalage de l'excentrique, celui du servo-moteur ou d'un secteur, nous fixons successivement le centre d'excentricité aux différents points de la corde *ab*, nous obtiendrons les divers degrés de détente, soit dans la marche avant, soit dans la marche arrière comme avec la coulisse. L'idée d'opérer le changement de marche et la variation de la détente par une manœuvre hydraulique est fort séduisante par sa simplicité et la nouvelle application sur des grands croiseurs, fera connaître d'une façon décisive les avantages pratiques que l'on peut obtenir d'une disposition aussi simple. Nous avons supposé dans ce qui précède que le système était appliqué sur une machine à un seul cylindre; mais il s'adapte avec la plus grande simplicité, au cas de deux, trois cylindres ou davantage; il suffit de relier au collier de l'excentrique un nombre de pompes génératrices égal à celui des cylindres; l'excentrique étant, par exemple, monté en bout d'arbre, n'aura que des proportions minimes et les tuyaux de communication se logeront le long des bâtis; le mécanisme principal de la machine sera complètement dégagé et accessible de toutes parts, ce qui en rendra singulièrement facile la surveillance, l'entretien et le graissage. C'est dans ces conditions, comme l'indique le schéma que nous avons tracé, que le système a été appliqué à titre d'essai à la machine compound à deux cylindres du bateau *Ondine* du port de Lorient.

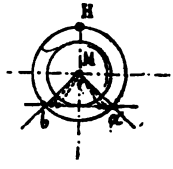


Fig. 202.

Les expériences sont toutes récentes, elles ont été faites à Lorient sous le contrôle des ingénieurs de la marine. Ces expériences paraissent avoir complètement réussi; la machine s'est bien comportée, aussi bien au point fixe qu'en marche libre et même par gros temps.

Les diagrammes relevés, ci-joints, montrent d'abord que la distribution s'est opérée avec régularité complète. Au moment où ils ont été relevés, la machine marchait à l'allure ci-après :

Nombre de tours par minute		158
Pression effective à l'arrivée de vapeur		4 kg.
Pression au receiver		0kg,150.
Pression moyenne au petit cylindre		1kg,840
Pression au grand cylindre		0kg,710
Puissance indiquée	au petit cylindre	92,5 chev.
	au grand cylindre	93,9 chev.
Total		186,4 chev.

ces résultats sont fort remarquables.

Il se passe d'ailleurs dans ces transmissions hydrauliques des effets inattendus et qui méritent l'attention : la colonne liquide atteint par instant des vitesses considérables et qui varient avec une grande rapidité, néanmoins les mouvements sont réguliers et s'accomplissent avec douceur.

Divers systèmes. — Le système que nous venons d'examiner semble présenter des avantages importants en ce qui concerne la simplification des mécanismes. Au point de vue de la distribution les mouvements imprimés au tiroir ne diffèrent pas de ceux que fournit la commande ordinaire par barres d'excentrique avec ou sans coulisse; la colonne liquide sous pression remplit exactement le rôle des pièces de transmission solides sans modifier les relations ordinaires entre les déplacements des organes de commande et des organes commandés.

Parmi ces conditions, il en est une qui entraîne des inconvénients fort sérieux : la distribution par tiroir simple et excentrique circulaire ne s'accommode pas avec des détentes prolongées; aux admissions restreintes correspondent forcément des grandes avances et des compressions inacceptables. Mais il est possible, avec les transmissions hydrauliques, d'échapper à ces difficultés; il suffit, sur le trajet de la colonne, d'intercaler une petite distribution qui puisse, au moment voulu, faire tomber la pression du liquide et par conséquent arrêter le mouvement du tiroir; c'est une application du déclenchement hydraulique que nous allons indiquer. Cette distributiou auxiliaire étant fort légère peut être mise sous la dépendance du régulateur. La

figure 203 représente une des combinaisons nombreuses imaginées pour cet objet par M. Bonjour. Le récepteur est constitué par deux pistons différents BB solidaires l'un de l'autre; le liquide sous pression est envoyé par les conduits E dans les boites de distribution DD et délivré successivement aux deux faces des pistons par les distributeurs oscillants FF, l'échappement se fait par le creux de ces distributeurs ainsi que par les orifices de

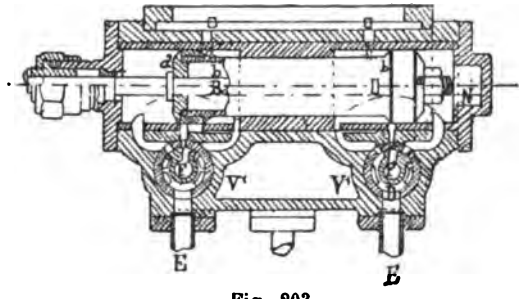


Fig. 203.

libération *cc*. L'aire *a* du piston récepteur étant beaucoup plus grande que l'aire annulaire *b*, le retour se fait avec une grande rapidité de manière à couper brusquement l'admission de vapeur. Les différents systèmes que nous venons de décrire comportent, soit par eux-mêmes, soit par leurs combinaisons avec des mécanismes ordinaires, un nombre infini de variétés. Nous ne saurions toutes les examiner; ce que nous avons dit suffira pour faire apprécier la fécondité des principes proposés par M. Bonjour et les développements qu'ils paraissent susceptibles de prendre.

DÉCLENCHEMENT HYDRAULIQUE

Les premiers essais de ce dispositif datent de 1890. En voici le principe. Imaginons une machine Corliss à quatre distributeurs; les distributeurs d'échappement sont sous l'action d'un excentrique, agissant par l'intermédiaire d'une transmission dermochronique. La commande des distributeurs d'admission est faite, au contraire, par un dispositif à déclenchement. Dans les types ordinaires, ce déclenchement est obtenu à l'aide d'organes solides; à cet effet, le distributeur est sollicité par une force de rappel, un ressort par exemple, qui tend constamment à le rappeler à la position de fermeture; l'ouverture du distributeur est donnée par une transmission prise sur l'excentrique, laquelle lorsqu'elle agit

refoule le ressort de rappel; cette transmission est brisée en deux parties qui peuvent être rendues solidaires ou indépendantes; la solidarité est réalisée par l'enclenchement de deux touches en acier; quand ces touches viennent à manquer, la solidarité est rompue et le distributeur est brusquement ramené à la fermeture par le ressort de rappel; la position du point de déclenchement est sous la dépendance du régulateur. C'est ce système de déclenchement mécanique que M. Bonjour remplace par un déclenchement hydraulique. La transmission entre l'excentrique et le

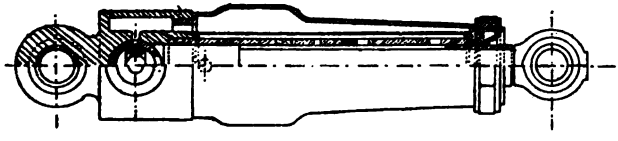


Fig. 204.

distributeur est faite par une bielle en deux parties (fig. 204) lesquelles se terminent, l'une par un fourreau, l'autre par un piston entrant dans ce fourreau; l'intervalle entre le piston et le fond du fourreau est plein de liquide, lequel résiste par son incompressibilité à la poussée produite par l'excentrique et détermine ainsi l'ouverture du distributeur; mais à un point donné du parcours, un robinet s'ouvre dans le fond du fourreau; le liquide s'échappe, la force de rappel agit seule et ramène le distributeur à la position de fermeture.

Des combinaisons cinématiques fort élégantes mettent ce robinet sous la dépendance de ce régulateur, ce qui fait varier la détente à la demande du travail imposé au moteur. Les chocs entre organes solides, si fâcheux dans les commandes par déclenchement, sont ainsi évités, ce qui permet d'abord les allures beaucoup plus rapides.

SEPTIÈME ORGANE. — ARBRE MOTEUR OU A MANIVELLES OU ARBRE DE COUCHE

D. — Qu'est-ce que l'arbre moteur?

R. — L'arbre moteur est l'organe récepteur du travail développé par les pistons.

Animé d'un mouvement circulaire continu, il transmet aux propulseurs, hélice ou roues, les deux facteurs du travail qu'il a reçu des pistons par l'intermédiaire de leurs tiges et des bielles. Dans les anciennes machines, il est en fer forgé et plein; il est en acier dans les nouveaux appareils puissants et à grande

vitesse; il peut être creux ce qui permet d'augmenter leur diamètre et réduire leur poids sans diminuer leur résistance à la torsion. Il peut être d'un seul morceau venu de forge avec ses

Fig. 205. — Vues 1 et 2.

a, arbre moteur.
s, soie des manivelles.
p, portées de l'arbre.
mn, manivelles.
cp, contre poids des manivelles, faisant équilibre aux têtes de bielles.

manivelles (fig. 205). Cet arbre était celui des anciens appareils; mais il est actuellement composé d'autant de tronçons qu'il y a de cylindres; ces tronçons sont reliés entre eux à l'aide de tourteaux ou venus de forge avec les extrémités des tronçons ou clavetés sur ces tronçons, et ces tourteaux sont reliés par des boulons; une clé *n* traversant une mortaise pratiquée dans l'épaisseur de chaque tourteau, consolide la liaison; il n'y a donc pas de torsion possible et les boulons n'ont pas à craindre le cisaillement qui se produit entre les faces des tourteaux (fig. 206).

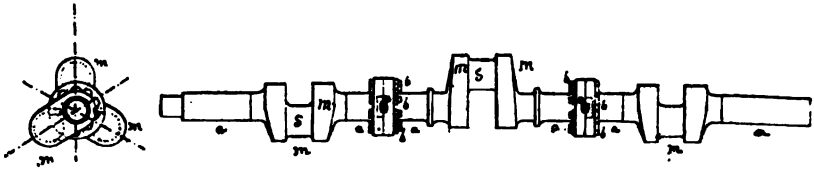


Fig. 206. — Vues 1 et 2.

a a a, tronçons de l'arbre.
t t, tourteaux alliant ces tronçons à l'aide des boulons bb.
n, clé de jonction des tourteaux.
m m, manivelles.
s s, soie des manivelles.

La composition d'un arbre moteur en plusieurs tronçons permet de remplacer un des tronçons en cas d'avaries; de plus le travail de forge est plus facile, la matière est plus homogène, ils présentent plus de résistance à la torsion à dimensions égales que les arbres d'un seul jet; on peut les manier plus facilement et comme rechange présenter moins d'encombrement à bord. Sur les machines à quatre cylindres, le tronçon avant qui ne reçoit le travail que de deux cylindres, a un diamètre plus petit que celui des deux derniers cylindres ayant tout l'effort à supporter.

Comme nous l'avons déjà indiqué les nouveaux arbres sont forés. Ainsi pour l'arbre du *Fleurus*, de 2.000 chevaux pour chaque

machine le diamètre extérieur est de 235 millimètres et celui de forage de 100 millimètres; l'épaisseur de la couronne est donc de 135 millimètres.

Sous l'effort auquel sont soumis les arbres, il en résulte des effets de torsion qui tendent à tourner toutes les fibres longitudinales en forme d'hélice et d'en altérer ainsi leur limite d'élasticité; ces fibres, sous l'effort de torsion, s'allongent comme si elles étaient soumises à des tractions longitudinales. Cela a lieu toutes les fois que l'arbre est sollicité à une de ses extrémités par un effort de puissance et qu'il éprouve un effort de résistance perpendiculaire à son axe à son autre extrémité; tel est le cas de la résistance présentée par un propulseur. Mais dans cette torsion qui tend à se produire et à allonger les fibres, il est clair que ce sont les fibres extérieures qui, étant les plus éloignées de l'axe, subissent le plus grand allongement; celles qui sont voisines de l'axe n'éprouvent pour ainsi dire aucun allongement; donc elles n'opposent que peu de résistance à la torsion, elles peuvent donc être supprimées dans une certaine limite sans nuire à la résistance de l'arbre: c'est ce qui a permis de forer les arbres et les soies des manivelles.

C'est ainsi qu'au point de vue de la résistance à la torsion, un arbre de $0^m,250$ de diamètre alésé à la moitié de son diamètre possède la même résistance qu'un arbre plein de $0^m,240$ de diamètre, et il pèse 25 p. 100 de moins que ce dernier.

L'allégement permet d'augmenter la longueur et le diamètre des tourillons et par conséquent de diminuer la pression qu'ils reçoivent par centimètre carré et d'éviter les chances d'échauffement des bielles et des paliers. Les formules qui servent à déterminer les dimensions des arbres coudés, en se basant sur une résistance du métal par centimètre carré de 4 à 6 kilogrammes, sont données par la formule $d = a\sqrt[3]{\frac{P}{N}}$ dans laquelle a représente une quantité constante que l'on prend égale à 114 pour les vilebrequins dont les manivelles sont venues d'un seul jet de forge avec l'arbre.

Pour la ligne d'arbre, la valeur de a pourra être prise égale à 0,83 pour le fer forgé, et 0,73 pour l'acier; on aura : $d = 83\sqrt[3]{\frac{P}{N}}$ $d = 73\sqrt[3]{\frac{P}{N}}$; dans ces formules, d représente le diamètre, P, la puissance et N, le nombre de tours.

Par ces formules on voit donc que le diamètre est en raison inverse de la vitesse et qu'il peut être très petit pour des machines relativement puissantes et à grande vitesse; c'est ce qui arrive sur les turbo-moteurs et sur les turbines d'un ingénieur suédois. Ces turbines sont actuellement employées dans les ateliers comme

moteurs des machines-outils; mais leur emploi nécessite une série d'engrenages afin d'arriver finalement à une vitesse convenable.

Le diamètre des tourillons des manivelles diffère peu de celui de l'arbre, leur longueur peut être égale à une fois et quart le diamètre et même deux fois lorsque la disposition de la construction le permet, afin de diminuer la pression par centimètre carré qui, autant que possible, ne doit guère dépasser 35 à 45 kilogrammes par centimètre carré; leur longueur est donnée par les formules suivantes :

1° $l = a \frac{Pi}{L}$, dans laquelle a est une constante que l'on fait égale à 0,31 quand on arrose les parties, P la puissance et L, la course en mètres;

2° $l' = 0,45 \frac{Pi}{L}$, quand on n'arrose pas.

Supposons que la puissance de la machine Pi soit de 1.000 chevaux, $Pi = 1.000$, et que la vitesse soit $L = 1,22$, nous aurons pour chaque cas la valeur correspondante suivante.

1° $l = \frac{0,31 \times 1.000}{1,22} = 254$ millimètres;

2° $l' = \frac{0,465 \times 10.000}{1,22} = 380$ millimètres.

L'effort persistant de torsion auquel sont soumis les arbres, les chocs inévitables qui existent dans le fonctionnement des machines par suite de l'irrégularité de la résistance présentée par le propulseur ou par suite d'une régulation difficile à établir, et laissant à désirer, cas qui se produit dans la répartition plus ou moins égale du travail développé dans chaque cylindre, toutes ces observations sont des causes qui amènent au bout d'un temps plus ou moins long dans la nature du métal des modifications sensibles dans la juxtaposition de leurs molécules.

A la suite du forgeage, les molécules de fer ou d'acier ont un grain très fin et au bout d'un certain temps d'usage de l'arbre, elles se transforment à l'état de facettes sans adhérence. Aussi leur résistance est-elle considérablement diminuée, et dans une marche normale ces arbres peuvent avoir des fêlures imperceptibles à l'œil nu et se rompre dans le moment où l'on s'y attend le moins; c'est ainsi que sur les avisos de 175 chevaux, après une visite minutieuse, on a reconnu des fêlures qui ont été une surprise. Du reste le couple de rotation de ces machines laissait à désirer; mais on en était au début de l'emploi des machines compound et le point principal de l'avantage de ce type de machines était l'économie de combustible et la puissance acquise sous un petit encombrement. Le temps étant une des causes principales de la modification des molécules, il faut donc prévoir par l'expé-

rience et à l'avance le moment opportun où ces arbres doivent être remplacés. Sans poser de durée fixe pour des paquebots à service régulier, marchant à une allure normale voisine de la puissance indiquée par les essais, on les change après un parcours de 100.000 milles. Sur les locomotives, on s'en préoccupe après un parcours de 40.000 kilomètres.

Dans la marine militaire, les machines ne développant que rarement toute leur puissance, on se préoccupe donc moins de leur durée et aucune mesure indiquant une durée fixe n'a été encore prise pour opérer leur remplacement et toutes les machines à moyenne pression ont été condamnées avec leur premier arbre. Mais il n'en a pas été de même sur les grands transports de Cochinchine, où des arbres ont été rompus, et après un nombre de milles bien inférieur à celui que nous avons indiqué; ces fêlures se produisent généralement à la naissance des manivelles malgré le petit arrondi que l'on ménage.

Dans les visites que l'on fait à l'arbre, il faut donc apporter la plus grande attention et examiner à la loupe s'il n'y a pas un commencement de criqure à l'endroit que nous venons de signaler. En faisant un effort de torsion avec le viseur, les criqures s'annoncent par une ligne noire laissant suinter de l'huile. — C'est la trace de la criqure.

L'arbre moteur ou à manivelles peut avoir seulement deux coudes faisant un angle de 90°, ou trois partageant la circonférence en trois parties égales ou faisant entre eux des angles de 120° ou enfin trois coudes également les deux extrêmes formant 90° et le coude du milieu faisant 135° avec chacun des premiers; c'est-à-dire que son rayon est placé sur le prolongement de la bissectrice de l'angle des premiers ou de 90°. Avec des machines à quatre cylindres, chaque groupe de deux machines a ses manivelles calées à 90° et dans l'ensemble chaque manivelle forme donc un angle de 90°. Il y a quelquefois des calages à 180°; mais ce calage n'est pas adopté dans la marine militaire.

Arbre des machines à roues. — Dans les machines à roues, l'ensemble de l'arbre comprend trois tronçons : 1° celui de la machine A appelé arbre intermédiaire; 2° les deux tronçons $A_1A'_1$ sont appelés arbres auxiliaires sur lesquels sont fixés les roues.

Sur chacun des tronçons AA arbre intermédiaire et $A'A'_1$ arbres auxiliaires sont calées à chaud les manivelles M-M, M' et M'_1 à l'aide de vérin et d'une clavette C emmanchée à force, le tronçon A' est disposé de la même façon que le tronçon A'_1. Les soies des manivelles des arbres auxiliaires ont un emmanchement conique; elles sont fixées par une clavette K avec serrage; cet emmanchement doit être fait avec le plus grand soin et ne prendre aucun jeu, cette soie doit pour ainsi dire faire corps avec sa ma-

nivelle. Les extrémités de chaque soie des manivelles MM de l'arbre intermédiaire A-A sont terminées par deux faces planes qui s'ajustent à glissement doux et verticalement sur deux cales *p* en bronze ajustées à queue d'aronde dans chaque œil de ces manivelles (vue 1), l'œil de chaque manivelle dans le sens de la hauteur est un peu plus grand que la partie bombée de chaque soie (vue 2) afin de permettre aux arbres auxiliaires de pouvoir un peu tomber, et que par le travail ou la déformation momentanée du bâtiment, et l'usure des coussinets extérieurs, ces soies puissent jouer verticalement dans ces œils sans agir sur la position considérée comme fixe de l'arbre intermédiaire ou des machines. Par cette disposition, il peut donc se produire des petits

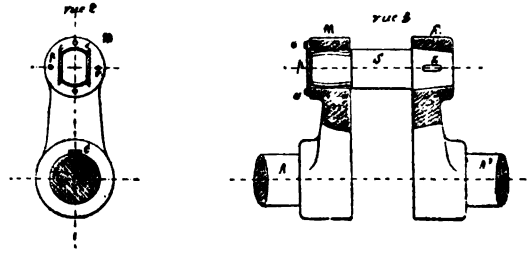


Fig. 207.

affaissements dans les arbres des roues pour les courses que nous avons citées sans que le parallélisme de l'arbre intermédiaire cesse d'exister.

Si cependant, malgré cette disposition, des échauffements venaient à se produire dans les coussinets de l'arbre moteur et dans ceux des arbres auxiliaires au bout d'un certain temps de marche, on ne pourrait attribuer ces échauffements qu'à un dénivellement qui se serait produit dans la direction de l'ensemble des arbres. Pour établir ce fait, on viserait la machine à froid et l'on examinerait soigneusement les positions de chaque manivelle des arbres auxiliaires par rapport à la manivelle correspondante de l'arbre intermédiaire ; si l'arbre intermédiaire est encore considéré comme fixe, dans une révolution complète et dans chaque phase de la révolution les manivelles doivent rester parallèles, la partie bombée de la soie doit conserver une position concentrique par rapport à l'œil. Si cette particularité qui est la preuve du parallélisme n'existe pas, c'est-à-dire que si l'on remarque que pendant une révolution, il y a des écarts dans la position de la soie par rapport à l'œil, dans le sens vertical, on corrigera cette différence par des cales que l'on ajoutera sur la semelle des paliers extérieurs pour rétablir leur parallélisme

dans le sens de la hauteur et comme les trous de passage des boulons de fixation de la chaise du palier sont ovalisés, on pourra donc aussi corriger le déplacement qui s'est opéré dans le sens de l'avant ou de l'arrière, la réaction de l'eau sur les pôles portant toujours le contact de l'arbre sur l'avant des coussinets; l'usure a lieu sur la partie avant. On s'assure d'abord de la position de l'arbre intermédiaire, et cette vérification est facile par suite des repères en hauteur et pour les positions AV et AR qui ont été tracés sur la plaque de fondation et des jauges conservées à bord.

Cet arbre bien à poste, les manivelles amenées à tour de rôle verticalement, noter pour chacune l'écart qui existe entre l'œil et le bord supérieur de la soie; faire un quart de tour, noter exactement la position des mêmes soies par rapport à l'œil de chaque manivelle dans le sens AN, c'est-à-dire amener chaque paire de manivelle verticalement haut et bas et horizontalement dans le sens AN et AR; quand chaque paire de manivelles se présentera dans ces positions on n'aura qu'à mesurer leur écartement à chacune de leurs extrémités, à mesurer la position de chacune des soies par rapport à l'œil correspondant et à rectifier à l'aide d'une simple proportion, l'épaisseur des cales à ajouter sous chaque semelle de palier et à porter les arbres sur l'avant ou sur l'arrière par le déplacement des paliers horizontalement et dans le sens voulu. Les moyens employés sont décrits au chapitre montage avec tous les détails.

Arbre des machines oscillantes. — Dans les machines oscillantes, l'arbre intermédiaire porte à son milieu un vilebrequin V conduisant les pompes à air qui sont inclinées à 45°, et dont les axes forment entre eux un angle de 90°

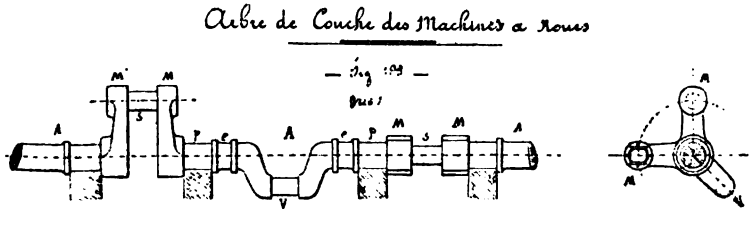


Fig. 208.

Dimensions des arbres. — Comme c'est par un effort exercé sur un levier dit *manivelle* venu de forge avec l'arbre ou fixé avec clavette perpendiculairement à ce dernier, que l'arbre subit une déformation dans le sens de ses fibres et que l'on est convenu

d'appeler *angle de torsion*, le déplacement angulaire ω de deux sections de l'arbre situées à une distance x l'une de l'autre; et si E représente le module d'élasticité du métal par traction et ce module égal à 20 000 pour le fer ou l'acier, G le module de torsion ne sera que les 2/5 de E ou égal à 8 000 seulement. Pour que la transmission se fasse convenablement sans présenter trop de fatigue il faut que l'angle de torsion ω ne dépasse pas 1/4 de degré, par mètre courant, c'est-à-dire que l'on doit avoir pour la valeur de $\omega = 0{,}254$, L étant la longueur de l'arbre.

La formule que donne la valeur de ω est : $\omega = 14{,}32\ S \times \frac{L}{d}$ dans laquelle S représente l'effort moyen supporté par mm², L la longueur de l'arbre et d le diamètre. Dans cette formule, G a pour valeur 8 000 (2/5 de 20 000), module de la fraction; ainsi, pour un arbre de 380 mm. de diamètre et de 22 mètres de longueur et l'effort de 5,77 kg. par mm², on trouvepar la formule précédente $\omega = 14{,}32 \times 5{,}77 + \frac{22}{380} = 4^{\circ},7/8$.

Soit le cylindre O'OAB. Concevons-le divisé dans le sens de sa hauteur en un très grand nombre de sections MC très minces. Soit H la hauteur totale du cylindre, h la distance de la section MC à la base BO', représentons par N le nombre total des tranches qui constituent la hauteur totale du cylindre. Les tranches sous l'action de l'effort autour de OA se déplacent autour de l'axe OO' en t chacune d'elles par rapport à celle qui la précède aura décrit l'angle ε ; la base supérieure aura tourné par rapport à la base inférieure d'une quantité angulaire $N\varepsilon$; désignons par θ cette quantité. Considérons une tranche MC, occupant le rang n dans la constitution du cylindre à partir de la base inférieure, elle aura tourné par rapport à cette base d'une quantité angulaire $n\varepsilon$ que nous désignerons par θ'; soit h la distance de la hanche Mc par rapport à la base inférieure, soit δ la hauteur infiniment petite d'une tranche, la hauteur totale $H = N\delta$ et la hauteur $h = n\delta$. Des relations établies il résulte $\frac{\theta}{\theta'} = \frac{N\varepsilon}{n\varepsilon} = \frac{N}{n}$ et $\frac{H}{h} = \frac{N\delta}{n\delta} = \frac{N}{n}$ d'où $\frac{\theta}{\theta'} = \frac{H}{h}$; mais les angles θ et θ' sont mesurés par les arcs AOA' et MCM'; d'où $\frac{AOA'}{MCM'} = \frac{H}{h} = \frac{AB}{MB}$. Cette relation existera quelle que soit la valeur que puissent

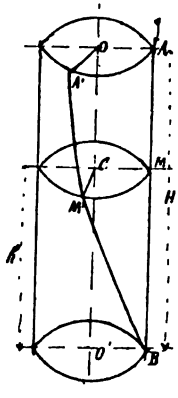


Fig. 209.

prendre les nombres N et n de sections élémentaires faites dans le cylindre; nous aurons donc $MCM' = AOA' \times \frac{MB}{AB}$, expression qui fait voir que la torsion d'une section ou d'un point d'une génératrice de cette section est proportionnelle à la distance h de cette section à la base fixe; que les allongements des différents points d'une section sont proportionnels à leur distance à la fibre invariable; qu'en rallongeant, les génératrices droites se transforment en hélice puisqu'elles sont animées de deux mouvements : l'un circulaire et l'autre de translation par suite de leur allongement.

COEFFICIENT DE TORSION

D. — Qu'appelle-t-on coefficient de torsion ?

R. — On appelle coefficient de torsion, le rapport entre l'effort qui détermine la torsion et l'angle θ de torsion; c'est-à-dire l'angle décrit par l'unité de longueur par la section située à un mètre de la base fixe. Si Q représente l'effort par deux forces agissant à la façon d'un couple et θ l'angle, on aura pour coefficient $\frac{Q}{\theta} = G$, G désignant ce coefficient.

D'après Navier, pour un solide cylindrique, on a $P \times p = \frac{Gt}{L} \times I$, d'où $t = \frac{P \times p \times L}{GI}$, formule dans laquelle P représente la force tendant à produire la torsion et agissant dans un plan normal transversal à l'axe du solide, p le bras de levier de P ou la longueur de la perpendiculaire commune à la direction de P à l'axe du corps; $P \times p$ représentera le moment de P, t l'angle de torsion ou mieux la longueur de l'arc décrit par un point situé à l'unité de distance de l'axe du corps; c'est le nombre de degrés de l'angle multiplié par le rapport $\frac{\pi}{180}$. L la longueur de la pièce, I le moment d'inertie polaire $= f\overline{n}^2\, d\,\omega$ somme des produits de la surface $d\,\omega$ de la section de chacune des fibres f élémentaires qui composent la pièce par le carré de la distance n de cette fibre à l'axe.

Pour une section circulaire : $I = \frac{\pi r^4}{2}$

Pour une couronne circulaire : $I = \frac{\pi r^4 - \pi r'^4}{2}$

Pour une section rectangulaire : $I = \frac{b^3h^3}{3(b^2 + h^2)}$

Pour une section carrée : $I = \frac{q^4}{6}$ car $q = b = h$.

Dans ces formules $r - r'$ représentent les rayons intérieurs et extérieurs de la couronne $b - h$ et q les dimensions du prisme. Ce qui donne à la valeur de G les nombres suivants :

Fer forgé.	6 000 000 000 à 7
Fer laminé	6 000 000 000
Acier d'Allemagne	8 000 000 000
Fonte	2 000 000 000
Cuivre	3 436 000 000
Bronze	1 066 000 000
Chêne	400 000 000
Sapin.	433 000 000

Dans la pratique, il convient de limiter assez l'angle de torsion pour qu'il ne nuise pas à la transmission du mouvement et que l'élasticité de la fibre la plus éloignée de l'axe ne soit pas altérée. Ainsi, par suite d'un arbre trop faible portant les excentriques de commande de la tige du tiroir, si la torsion était sensible la régulation pourrait être modifiée et rendue défectueuse. Cette fibre formant une hélice dont la tangente fait avec la position primitive de la fibre un angle dont la tangente trigonométrique est $\frac{n't}{L}$; c'est cette tangente qu'il faut limiter, n' représente la distance de l'axe à la fibre la plus éloignée et t l'angle de torsion.

Cette tangente dans les conditions établies ci-dessus $\frac{n't}{L} =$ 0,000 667 = 2′ 18″, angle formé par les deux positions de la fibre.

Formule pratique en fonction du nombre de tours et du travail transmis et d'un certain coefficient K spécial pour chaque matière ; cette formule est représentée par $d^3 = K \times \frac{A}{n}$ pour un cylindre dans lequel d représente en centimètres le diamètre, A le travail en kilogrammètres et n le nombre de tours par minute. D'après certains constructeurs, on peut faire le coefficient K = 2,3 pour les arbres en fonte et K = 1,48 pour les arbres en fer.

FORME DE LA SECTION	NATURE DES CORPS	FORMULES A EMPLOYER	
		ARBRES ALLÉGÉS	ARBRES FORTS
Carrée	Fer et acier.	$b^3 = \frac{PL}{943,300}$	$b^3 = \frac{PL}{471,650}$
	Fonte. . . .	$b^3 = \frac{PL}{314,400}$	$b^3 = \frac{PL}{157,200}$
	Chêne. . . .	$b^3 = \frac{PL}{62,700}$	$b^3 = \frac{PL}{31,350}$
	Sapin. . . .	$b^3 = \frac{PL}{68,000}$	$b^3 = \frac{PL}{34,000}$
Circulaire	Fer.	$d^3 = \frac{PL}{786,000}$	$d^3 = \frac{PL}{393,000}$
	Fonte. . . .	$d^3 = \frac{PL}{263,000}$	$d^3 = \frac{PL}{393,000}$
	Chêne. . . .	$d^3 = \frac{PL}{52,230}$	$d^3 = \frac{PL}{26,120}$
	Sapin. . . .	$d^3 = \frac{PL}{56,713}$	$d^3 = \frac{PL}{28,360}$
Annulairé	Fer.	$d^4 - d'^4 = \frac{PL}{786,000}$	$d^4 - d'^4 = \frac{PL}{393,000}$
	Fonte. . . .	$d^4 - d'_4 = \frac{PL}{263,000}$	$d^4 - d'_4 = \frac{PL}{131,500}$
	Chêne. . . .	$d^4 - d'^4 = \frac{PL}{52,230}$	$d^4 - d'^4 = \frac{PL}{26,120}$
	Sapin. . . .	$d^4 - d'^4 = \frac{PL}{56,715}$	$d^4 - d'^4 = \frac{PL}{28,360}$

MANIVELLE

D. — Qu'est-ce qu'une manivelle ?

R. — On appelle manivelle un bras en fer ou en acier forgé avec l'arbre ou emmanché à chaud sur ce dernier et claveté ensuite; l'autre extrémité de la manivelle porte un bouton ou tourillon sur lequel est articulée la tête de bielle, ce bouton peut également venir de forge avec la manivelle ou rapporté à cette dernière à

l'aide d'un emmanchement conique et d'un écrou ou d'une clavette s'il a une certaine dimension. Dans les anciennes machines l'œil de la manivelle, à son calage sur l'arbre moteur avait pour dimension un diamètre variant entre les 1,75 et 1,80 du diamètre de l'arbre soumis à l'effort maximum, l'épaisseur égale aux 0,75 du diamètre de cet œil ou égale au diamètre du tourillon. Nous avons déjà décrit l'emmanchement de ce tourillon dans les manivelles des machines à roues. Dans les nouveaux arbres, les manivelles sont venues de forge avec les tronçons d'arbres, ainsi que le tourillon que l'on appelle soie de la manivelle, le raccordement de la soie avec la manivelle est fait en arrondi afin de ne pas couper les fibres à angle droit et pour faciliter l'ajustage du coussinet de la bielle, il n'y a pas d'arêtes vives. Le bouton de la manivelle ou son tourillon est exposé à des efforts considérables, variant avec l'obliquité de la bielle, il est sujet à des échauffements plus intenses et plus fréquents que sur les autres organes de la machine ; on doit donc, dans sa construction apporter le plus grand soin afin d'obtenir un parallélisme parfait avec l'arbre moteur; c'est-à-dire que les deux axes soient bien parallèles et que la soie soit tournée bien cylindriquement ; il faut que cette soie soit bien parallèle à la traverse de la tige du piston. Le diamètre du tourillon est déterminé par la valeur du moment fléchissant auquel il est soumis, et il doit être tel qu'il ne se produise pas de déformation ; il est généralement égal au diamètre de l'arbre, pour les arbres à plusieurs coudes ; leur diamètre et leur longueur doivent présenter une surface telle que la pression par cm² ne dépasse pas 35 à 42 kilogrammes ; certains constructeurs donnent à la longueur l la valeur suivante $l = \frac{P \times N}{11\,000}$ dans laquelle P indique la pression maximum transmise par la bielle et N le nombre de tours ; dans cette formule le métal est de l'acier. Dans les locomotives le dénominateur est réduit à 9 000. Lorsque le métal est du fer le dénominateur est compris entre 5 500 et 4 500. Dans ces conditions, les tourillons fonctionnent généralement sans échauffement s'ils sont très bien exécutés au point de vue pratique; il faut qu'ils soient polis et bien cylindriques et que le graissage des coussinets soit bien assuré, d'autres constructeurs donnent à l la valeur $l = a \times \frac{C}{R}$ dans laquelle C représente la puissance en chevaux, R le rayon de la manivelle en cen-

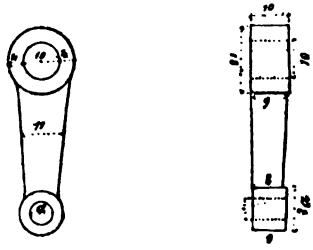


Fig. 210.

timètres et a un coefficient variant de 0,18 à 0,25 pour le fer et 0,39 à 0,36 pour l'acier.

D'après le général Morin, le diamètre de l'arbre étant déterminé d'après l'effort maximum de torsion auquel il doit être soumis ainsi que la soie de la manivelle, l'épaisseur du métal autour du bouton de la manivelle est égale au rayon de ce bouton; et en représentant le diamètre de l'arbre par 10 et celui du bouton de la manivelle par a, les autres dimensions ont les proportions indiquées par les figures 210. D'après le même auteur les diamètres des arbres sont donnés par les formules suivantes : $d = 16 \sqrt[3]{\frac{M}{N}}$ ou $d = 19 \sqrt[3]{\frac{N}{M}}$ selon que cet arbre est en fer ou en fonte. Dans ces formules N exprime la puissance en chevaux de 75 kilogrammes et M le nombre de tours par minute.

EXCENTRIQUE

D. — Qu'est-ce qu'un excentrique ?

R. — On appelle excentrique tout cercle E qui tourne autour d'un axe A qui ne passe pas par son centre C ; la distance AC entre le centre de l'axe A et le centre du cercle C est ce qu'on appelle le rayon d'excentricité ou la demi-course parcourue par le pied de la bielle ou de la queue de l'excentrique. On peut encore définir l'excentrique en une manivelle dont le tourillon va en croissant.

D. — De quoi se compose un excentrique ?

R. — Un excentrique se compose :

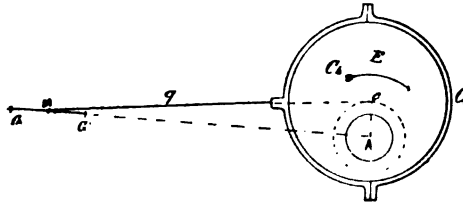


Fig. 211.

1° D'un plateau circulaire E, en bronze, en fonte ou en acier appelé chariot, calé sur un arbre et dont le centre ne se confond pas avec celui de l'arbre.

2° D'un collier C*o* en deux parties embrassant le chariot ; ce collier n'est généralement pas du même métal que le chariot, il peut donc être soit en bronze, soit en fer, soit en acier, selon la nature du métal du chariot, très souvent dans l'épaisseur du cercle extérieur se trouve logé une chemise en bronze ou en métal de façon à rendre le frottement plus doux.

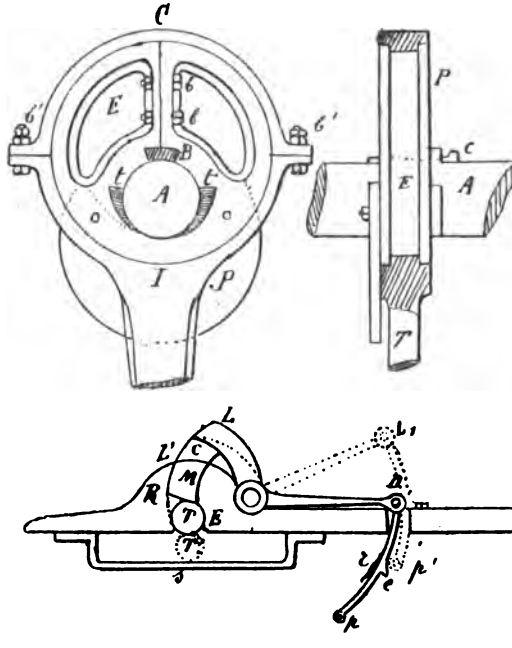


Fig. 212.

3° D'une bielle *q* appelée queue de l'excentrique. Cette queue ou bielle peut être venue de forge ou coulée avec le collier (fig. 212) ou rapportée sur la partie du collier par un emmanchement conique et clavetée (fig. 213) ; dans les excentriques de petite dimension, le collier complet est en bronze et la queue est venue de fonte avec une des parties du collier ; dans ce cas le chariot est en fonte ou en acier ou en fer. La queue de l'excentrique est terminée, soit par un simple œil, soit par une fourche ; dans l'œil simple ou dans l'œil de chaque fourche, est emmanchée une douille en bronze *g* servant de coussinet au tourillon qui relie cette queue avec la

tige à laquelle elle communique un mouvement rectiligne alternatif ; cette douille peut être en acier trempé ainsi que le tourillon : ces douilles sont maintenues dans l'œil à l'aide de vis taraudées moitié par moitié dans l'œil et dans l'épaisseur de la douille.

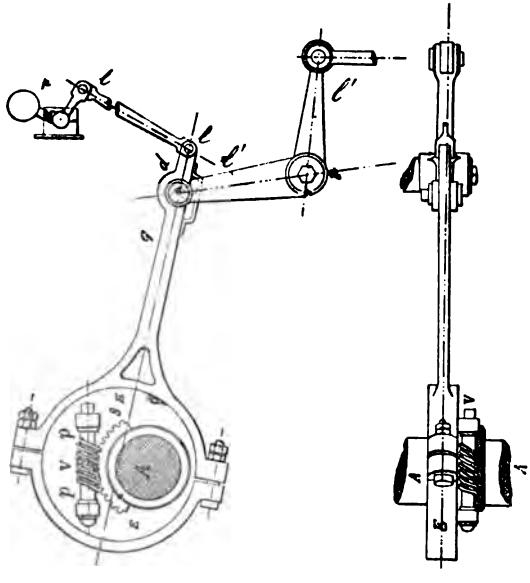


Fig. 212 *bis*.

La longueur de la queue ou de la bielle d'excentrique est la distance MC du centre de l'excentrique C au point M de son articulation avec la pièce à conduire. L'excentrique n'est autre chose qu'une manivelle dont le centre A est celui de l'arbre sur lequel elle est calée et dont le rayon est la distance ou la longueur du bras AC rayon de la manivelle (fig. 211).

D. — Quel est le but de l'excentrique ?

R. — L'excentrique a pour but de transformer le mouvement circulaire continu qu'il reçoit de l'arbre sur lequel il est calé, en mouvement rectiligne alternatif. Cette application se voit fréquemment par la transmission de ce mouvement aux tiroirs, aux détentes, aux pompes et aux machines-outils de tous genres. L'excentrique pouvant avoir un chariot en deux parties, peut se

mettre en une partie quelconque de l'arbre ; il est remplaçable en cas d'avaries, avantage dont la manivelle est privée ; dans un vilebrequin l'avarie d'un tourillon ou de la manivelle elle-même entraîne le remplacement de l'arbre ou du tronçon auquel elle appartient.

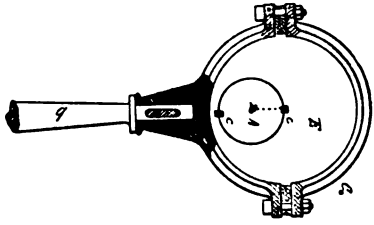


Fig. 213.

Dans une machine à vapeur, la tige du piston d'une machine verticale, monte et descend alternativement ; dans une machine horizontale, elle va de droite à gauche et de gauche à droite ; son mouvement est rectiligne alternatif. Pour transformer ce mouvement en circulaire

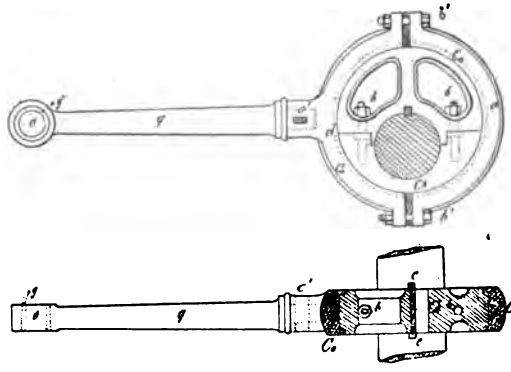


Fig. 213 *bis*.

continu, c'est-à-dire pour imprimer à l'arbre un mouvement circulaire continu, on fait usage d'une bielle et d'une manivelle, le pied *a* de la bielle *q* est assujetti par une glissière GG à se mouvoir en ligne droite dont la direction est située sur le prolongement de l'axe de la tige du piston. La tête de la bielle est articulée au tourillon d'une manivelle *m* dont le rayon est R = *oo'*. On voit facilement à l'inspection de la figure 214, que le point *o'* prendra un mouvement cir-

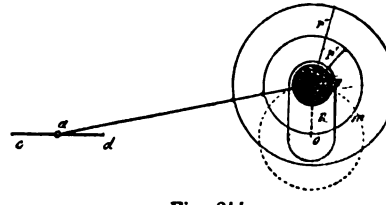


Fig. 214.

culaire et entraînera l'arbre dans ce mouvement. Lorsque le chemin *cd* parcouru par le pied de la bielle, passe par le centre *o* du centre

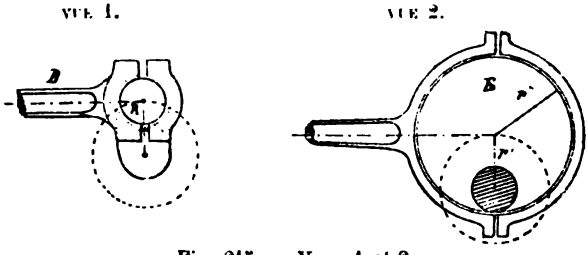


Fig. 215. — Vues 1 et 2.

de l'arbre qui porte la manivelle *m*, on voit que le chemin parcouru par *a*, que l'on appelle course du piston, ou du tiroir entraîné, par *m*

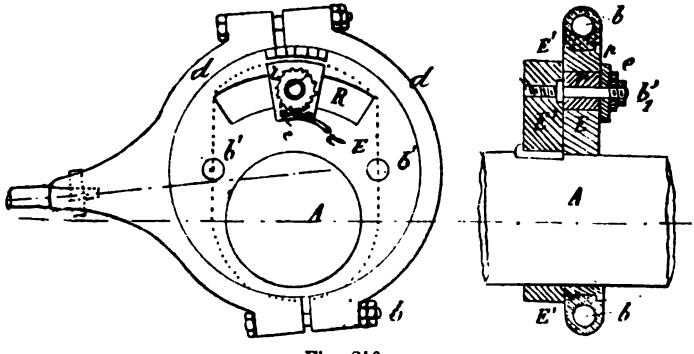


Fig. 216.

est égal à deux fois le rayon R ou au diamètre du cercle décrit par R pour rayon. Si le tourillon *r* de la manivelle était *r'* ou *r''*, la

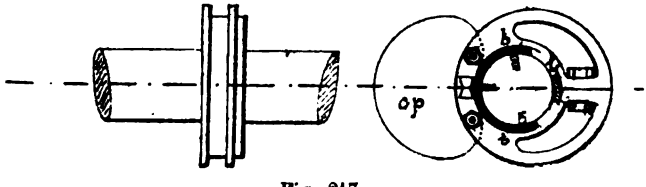


Fig. 217.

tête de bielle serait plus grande que précédemment ; mais rien ne serait changé dans l'amplitude du mouvement du point *o'*. Remplaçons la manivelle du rayon R ou *oo'* par un disque E de

centre *o'* de rayon *r''*, calé en *o* sur un arbre ; le rayon *o'o* ou *r'* sera le rayon dit d'excentricité qu'il ne faudra pas confondre avec le rayon *or''*, du disque ou du chariot de l'excentrique ; c'est ce rayon *oo'* ou *r*, qui est le rayon R de la manivelle (fig. 214) ou de l'excentrique.

Fig. 217. — Vue 3.

L'excentrique peut être mobile sur l'arbre A, et son mouvement angulaire sur l'arbre limité par une rainure pratiquée sur son chariot, un écrou à crochet *r* se vissant sur un boulon b'_1 taraudé sur un plateau E' calé à poste fixe sur l'arbre A ; on peut arrêter le chariot à une partie quelconque de la rainure ; R un longuet frein *l* fixe l'écrou.

L'amplitude de l'excentrique peut être limitée par un butoir *bb* et un taquet *tt*, disposition que nous avons décrite dans les mises en train.

Cet excentrique est équilibré par un plateau C*h*.

La gorge du chariot dans laquelle s'ajuste le collier peut avoir les dispositions 1 et 2 de la figure 218, et le chariot et le collier présenter les vues 2 et 3 ; c'est-à-dire qu'au lieu d'une gorge cir-

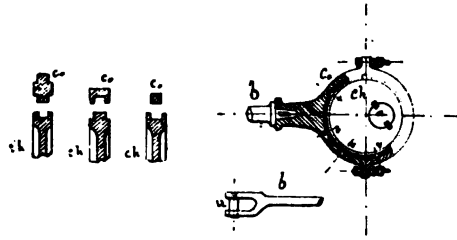


Fig. 218. — Vues 1 à 4.

culaire il présente une saillie *s* circulaire dans laquelle vient se loger le collier de l'excentrique C*o*. Le chariot peut être d'une seule pièce et les parties du collier réunies par des boulons munis d'écrous et de contre-écrous servant de freins aux premiers ; le collier peut être en acier ou en fer ou en fonte ; lorsqu'il est en fer ou en acier, il est antifrictionné ou muni d'une garniture en bronze.

Les deux excentriques reliés aux extrémités d'un secteur de Stéphenson peuvent avoir leurs tiges rapportées à l'aide de prisonniers fixés sur le corps de l'excentrique ; c'est la disposition généralement adoptée sur les torpilleurs Normand ; sur les grands bâtiments, les queues des excentriques sont venues de forge avec une des parties du collier.

Les parties du collier peuvent être ajustées à juste portée ; c'est-à-dire alésées de façon à ne laisser que le jeu nécessaire à un bon fonctionnement. Ce jeu entre le collier et le chariot est d'environ 1/4 ou 1/3 de millimètre pour les excentriques de petite dimension destinés aux mises en train des canots ; ce jeu peut atteindre 1/2 millimètre pour les excentriques des machines puissantes. Le jeu entre le collier et le chariot des excentriques n'a pas le même inconvénient que celui des coussinets d'une bielle avec le tourillon de la manivelle, car le changement de sens du mouvement avec un excentrique est bien moins brusque, la surface en contact est plus grande, mais il ne faut pas laisser accroître ce jeu d'une façon sensible au delà d'un 1/2 à 3/4 de millimètre ; car alors, les inconvénients attribués aux bielles et aux manivelles pourraient se présenter. Pendant une marche prolongée, ce jeu peut atteindre jusqu'à 1 millimètre, et dans ce cas, il faut graisser plus abondamment et même arroser un peu afin d'établir un matelas savonneux entre le chariot et le collier.

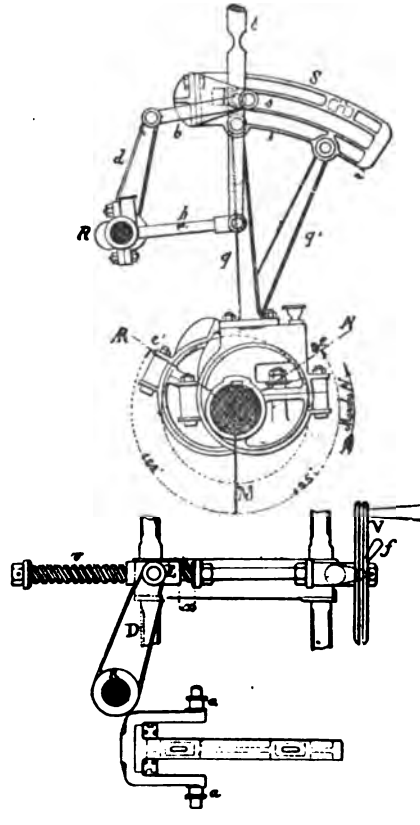


Fig. 219.

Dans les grands excentriques, les deux parties du collier sont ajustées sur cales de façon à pouvoir reprendre le jeu en enlevant une cale en feuillard ; ces cales ont différentes épaisseurs, on sait donc le jeu qui reste après l'enlèvement d'une de ces cales.

SERRAGE D'UN COLLIER D'EXCENTRIQUE

Le serrage d'un collier d'excentrique est une opération délicate qu'il faut faire avec le plus grand soin. Avant de procéder au serrage, il faut d'abord faire un serrage à juste portée, c'est-à-dire enlever les cales, puis enduire de sanguine la gorge du chariot ou sa saillie selon la disposition, puis mettre le collier en place, faire osciller ce dernier à l'aide de la queue autour du chariot, donner la plus grande amplitude à ce mouvement, lui faire faire un tour complet s'il est possible, estimer la résistance que l'on éprouve dans cette manœuvre ; si le collier pénètre dans la gorge du chariot et porte des joues extérieures qui lui donnent l'épaisseur du chariot, il faut s'assurer que le contour de ces joues ne porte pas sur le chariot ; on répète le mouvement d'oscillation plusieurs fois afin de faire bien ressortir les surfaces de portage ; préalablement, si l'on a un compas suffisamment grand, ou une jauge à coulisse, on mesure le diamètre du chariot dans différentes parties et l'on s'assure par là que l'usure a été régulière et qu'il a conservé sa forme primitive ; on en fait autant au collier à l'aide d'une jauge ; si l'on constatait des variations de diamètre dans le cercle du collier ; si l'intérieur est garni d'une chemise en bronze (fig. 218, vue 4), on remplacerait cette chemise le plus tôt possible.

Si les irrégularités existaient sur le chariot, il faudrait les corriger à la lime en attendant qu'on puisse le passer sur le tour. Après le mouvement que l'on vient d'opérer et le démontage du collier, on constate que le frottement paraît régulier ; on essuie les pièces, et on place entre les oreilles du chariot les cales qui doivent constituer le jeu que nous avons indiqué. Les cales sont toujours composées d'une cale mère, même assez épaisse et d'une série de cales de clinquant de 1/5 de millimètre d'épaisseur. On serre le collier sur ces cales, mais en observant le déplacement d'un des pans des écrous de fixation ; une fois rendu, on fait de nouveau osciller le collier et l'on estime à la résistance, dans les diverses positions, que le jeu est régulier et suffisant ; dans le mouvement, il ne faut pas que la queue de l'excentrique fasse éprouver la sensation de tremblements, ce serait l'indice d'un frottement trop énergique ou d'une surface irrégulière ; il faudrait donc desserrer legèrement les écrous. Il est indispensable que les surfaces frottantes d'un excentrique soient bien polies et que les pattes d'araignées ou le conduit circulaire pratiqué dans la gorge du collier soient en parfait état ; ces pattes d'araignée sont tracées en hélice de façon à embrasser toute la surface. Les colliers d'excentriques portent généralement un renfort à l'une de leurs

parties dans lequel est ménagé le godet graisseur (fig. 219) ; dans d'autres dispositions, le collier supérieur est percé d'un simple trou dans lequel on visse un godet ; à la position des excentriques dans les machines correspond l'installation possible du mode de graissage. Les queues des excentriques sont rapportées ; elles sont maintenues par un emmanchement conique, ou à l'aide d'une embase et clavetées, ou elles sont fixées à l'aide de prisonniers et d'écrous (fig. 219).

La queue peut se déclencher (fig. 212) à l'aide d'un mécanisme spécial que nous avons déjà décrit dans la mise en train; enfin le chariot peut être mobile sur l'arbre et rendu fixe soit par un coulisseau avec joue, un boulon et un écrou (fig. 216), ou par une vis sans fin (fig. 212 *bis*); dans certains cas les excentriques sont munis d'un contrepoids faisant équilibre aux chariots (fig. 217). Les figures ci-jointes donnent les diverses dispositions des excentriques.

Le mouvement de l'excentrique n'est pas pratiquement réversible, c'est-à-dire que l'excentrique étant animé d'un mouvement circulaire continu il transforme à l'aide de sa queue ce mouvement circulaire continu en mouvement rectiligne alternatif, soit à la tige d'un tiroir, d'une détente, d'une pompe, ou à un outil; ce mouvement rectiligne alternatif, s'il existait par suite d'une puissance qui serait exercée sur cette tige, ne communiquerait pas, d'une façon pratique, un mouvement circulaire continu à l'arbre sur lequel est calé l'excentrique. Le frottement serait considérable, le mouvement pratiquement n'est donc pas réversible ; et s'il remplit le même rôle que la liaison d'une manivelle et d'une bielle pour la transformation d'un mouvement circulaire continu en rectiligne alternatif, il n'a plus l'avantage de ces dernières dont le mouvement est réversible. Ainsi la liaison du pied de la bielle avec la tige du piston dont le mouvement est rectiligne alternatif et de la tête avec la manivelle calée sur l'arbre, l'arbre prend un mouvement circulaire continu et réciproquement la bielle et la manivelle d'un arbre de tiroir transforment le mouvement circulaire continu en rectiligne alternatif; quand on vise la machine à bras ; le mouvement est réversible ; le piston a un mouvement rectiligne alternatif et l'arbre un mouvement circulaire continu. Dans les machines-outils ces changements sont fréquents. L'excentrique simplifie la contraction d'un arbre, il évite les courbes qui sont toujours des difficultés pratiques d'exécution. Du reste l'excentrique à cause de la grandeur des surfaces en contact et des frottements qui en résultent, n'est guère employé que pour des efforts ordinaires, peu considérables. Aussi son emploi ordinaire est-il limité à la conduite des tiroirs, des organes de vapeur et à des pompes alimentaires, de cale, et quelquefois de petites pompes à air.

Dans les machines-outils où l'on peut lui donner pour sa construction une résistance de métal considérable, on l'emploie pour des poinçonneuses et des cisailles.

HUITIÈME ORGANE. — LA BIELLE

D. — Qu'est-ce que la bielle ?

R. — La bielle est l'organe de la machine qui, à l'aide de sa liaison par son pied à la tige du piston et par sa tête à la manivelle, transforme le mouvement rectiligne alternatif de la tige du piston en mouvement circulaire continu de l'arbre moteur.

COMPOSITION DE LA BIELLE

D. — De quoi se compose l'ensemble d'une bielle ?

R. — La bielle se compose de trois parties :

1° Du corps proprement dit de la bielle qui est en fer forgé ou en acier, à section cylindrique ou rectangulaire, à angles arrondis ou à section mi-plate (dans les anciennes machines elles étaient quelquefois en fonte).

2° De la *tête* de la bielle, comprénant le coussinet, le chapeau ou la chape qui fixe le coussinet sur le tourillon de la manivelle, le mode de serrage de cette chape ou du chapeau, et le graissage.

3° Du pied de la bielle comprenant également son coussinet, sa fixation, son mode de serrage et de graissage.

On appelle tête de la bielle l'extrémité qui est articulée avec la soie ou le tourillon de la manivelle, ou avec la soie du vilbrequin de l'arbre moteur.

On appelle *pied*, l'extrémité qui est articulée sur le tourillon de la tige du piston ou sur celui de la traverse de cette tige ; et dans les machines à bielles en retour, sur la soie de la traverse qui réunit les deux tiges.

On appelle *coussinet*, la pièce *cc* généralement en bronze qui embrasse en grande partie la soie ou tourillon sur lequel elle est articulée; son ajustage peut être polygonal ou cylindrique mais alors dans ce dernier cas, elle doit porter soit un tenon, soit un trou ; s'il y a un tenon, ce tenon s'encastre dans le chapeau du coussinet ou dans le corps de la bielle ; s'il y a un trou, c'est alors un tenon du chapeau ou du corps de la bielle qui s'encastre dans le trou, ces tenons ont pour but d'empêcher le coussinet de tourner. Comme nous le verrons dans les différents systèmes de bielles, le chapeau et le corps de la bielle forment eux-mêmes coussinets.

Le coussinet doit être en métal doux, soit en bronze, soit en bronze recouvert d'un métal doux dit antifriction.

Le coussinet est composé de deux parties, l'une qui est ajustée sur le corps de la bielle est appelée partie inférieure du coussinet, l'autre partie ajustée sur le chapeau est la partie supérieure du coussinet; et l'on appelle l'ensemble de ces deux parties : *coussinet de pied* si c'est le coussinet du pied de la bielle, et *coussinet de tête*, le coussinet qui appartient à la tête de la bielle. Comme le coussinet ne doit pas glisser sur la soie, s'il ne possède pas de tenons, il a des joues *jj* qui le maintiennent à poste : un trou correspondant avec les conduits PP appelés pattes d'araignée servant au

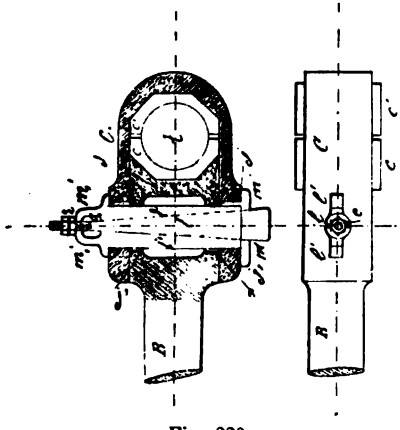


Fig. 220.

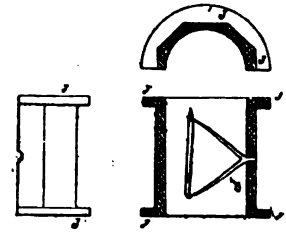


Fig. 221.

lubrifiage de la soie et du coussinet. Comme nous l'avons déjà fait remarquer le métal dont est composé le coussinet doit être tel que dans le fonctionnement des articulations, il ne produise pas d'arrachement de ce métal sur ses parties frottantes, ni de rayures sur la voie.

Le métal qui paraît le plus propre à remplir cette condition essentielle, pas d'entraînement, pas de motage, pas de rayure, et donner un frottement doux, est le bronze, alliage composé de 84 parties de cuivre, 16 d'étain et 2 de zinc ; ou un alliage dit antifriction composé de 70 parties de zinc, 25 d'antimoine et 5 de cuivre. Dans les anciennes machines, quelques constructeurs formaient le coussinet de tête en coulant une certaine quantité de ce métal et en l'alésant ensuite, la bielle et le chapeau étaient préalablement étamés avant de recevoir ce métal qui était alors adhérent à ces parties. Les coussinets de pied sont généralement composés de bronze au lieu d'antifriction, à cause des chocs qui se produisent à chaque renversement du sens du mouvement. L'antifriction, malgré sa dureté, soumis à ces chocs finit par se mater et boucher les conduits d'huile de graissage. Le mouvement cir-

culaire alternatif est un genre de mouvement qui facilite les déplacements du métal. Lorsque la bielle est verticale et que la portée a une certaine longueur, il y a deux trous situés de chaque côté du corps de la bielle et communiquant avec les pattes d'araignée du coussinet par des tuyaux fixés le long du corps de la bielle et portant des godets graisseurs dans lesquels l'huile y tombe par goutte, et réglée par l'ouverture plus ou moins grande d'un robinet régulateur. Pour faciliter l'opération du graissage quelques constructeurs réunissent toutes les prises d'huile des différents mouvements dans un même endroit; la partie inférieure du coussinet porte un chanfrein permettant à l'huile de la partie supérieure du coussinet de se rendre dans les pattes d'araignée.

Dans quelques machines et surtout dans les machines auxiliaires, les tourillons sont creux et le graissage se fait par l'intérieur du tourillon. Sur les torpilleurs, la portée des coussinets est longue, leurs extrémités sont arrondies et cet arrondi est ajusté sur un arrondi de même forme reliant le tourillon à la manivelle. Sur les machines puissantes et verticales, le jeu du tourillon avec le coussinet ne doit pas dépasser 1/3 de millimètre, il varie généralement entre 1/4 et 1/5 de millimètre pour les pieds de bielle. Pour la tête où le mouvement est circulaire continu, le jeu varie entre 1/3 et 2/5 de millimètre, mais il ne doit pas dépasser ce dernier chiffre, si l'on veut éviter les chocs et les échauffements par suite du comblage des pattes d'araignée par l'écrasement du métal; l'huile est projetée en dehors du coussinet par les chocs, il en est de même pour l'eau, si l'on arrose pour diminuer les chocs. On reprend le jeu du coussinet en enlevant une cale de clinquant. Dans les machines des torpilleurs on serre le pied de bielle avec la résistance que présente la bielle en la faisant osciller autour de son tourillon; l'habitude que l'on prend par suite du bon fonctionnement de la bielle, sert de guide pour opérer le serrage; il ne faut pas que l'on rencontre une résistance inégale dans ce mouvement à la main; elle doit osciller facilement.

Avant d'opérer le serrage des coussinets, il faut d'abord procéder à leur ajustage sur la soie; cette opération consiste à enduire légèrement celle-ci de sanguine délayée dans de l'huile et à appliquer successivement chaque partie du coussinet sur la soie en lui faisant faire un tour complet, si à la suite de ce mouvement on reconnaît que des parties frottent plus les unes que les autres, on gratte légèrement ces parties qui sont en saillie, on reprend la même opération, jusqu'à ce que le portage paraisse assuré sur toute la longueur de la soie et du coussinet. On peut aussi entourer les deux parties du coussinet par un collier à serrage mobile et s'assurer du portage. Le grattage des coussinets

est une opération délicate qui ne peut être confiée et exécutée que par un ouvrier habile.

Le bon portage du coussinet sur sa soie, et le jeu exact de ce coussinet sur sa soie est une question capitale de bon fonctionnement ; on ne saurait trop prendre de précaution pour se trouver au début d'une marche dans d'excellentes conditions, les conditions et incidents de navigation peuvent assez fournir des causes de mauvais fonctionnement, sans se donner des chances d'avoir des échauffements résultant d'un serrage défectueux. Les cales de serrage sont maintenues sur les lèvres des coussinets à l'aide de tenons taraudés dans l'épaisseur et traversant ces cales.

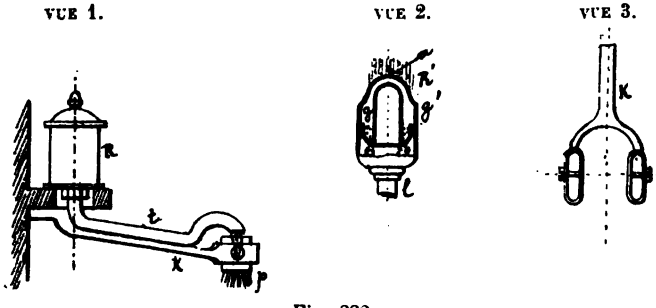


Fig. 222.

(Vue 2.) L'huile de lubrifiage des bielles se fait aussi à l'aide d'un godet possédant deux ou trois arêtes en saillie, ou simplement une surface bombée prenant contact avec les poils d'un pinceau terminé par un petit réservoir en fer-blanc percé latéralement de petits trous qui laissent arriver l'huile sur le poils du pinceau ; ce pinceau oscille afin de ne pas présenter de résistance quand le godet vient le toucher et ne pas faire sauter l'huile. Pour prendre toute l'huile déposée sur les brins du pinceau et permettre à l'huile de revenir occuper leurs extrémités sans toucher, le dos du godet lécheur ou les arêtes s'il en est muni, doivent pénétrer d'environ 4 à 5 millimètres dans le pinceau. On peut le relever selon le nombre de tours et régler la vitesse du débit : comme le débit du graisseur resterait le même, il y a donc lieu de le modifier quand le nombre de tours diminue.

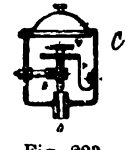


Fig. 223.

(Fig. 223.) Dans les machines à pilon, le graissage se fait généralement à l'aide de cocatrix : c'est-à-dire d'un organe composé du godet C dans l'intérieur duquel est une vis régulatrice V se vissant dans un écrou E supporté par un petit bras ; sur la vis V dont l'extrémité est terminée par un cône qui s'emboîte à volonté

dans une tuyère *t* de même forme ; un bouton molleté sert à la manœuvre, un frein *r* s'engage dans un deuxième bouton R et sert de frein à la vis, le godet est fermé par un couvercle percé d'un petit orifice afin de permettre à l'air de s'introduire dans le godet au fur et à mesure que le niveau de l'huile baisse.

FONCTION DE LA BIELLE

La bielle devant transmettre la plus grande partie de l'effort qu'elle reçoit par son pied de la tige du piston au bouton de la manivelle, ou à la soie de l'arbre moteur, et donner lieu à la plus faible pression possible sur le patin et la glissière, il importe donc de lui donner une longueur convenable par rapport à celle de la manivelle et pour que cette condition de pression soit remplie, et que le rapport des vitesses entre le centre du bouton de la manivelle et celui du pied de la bielle ne présente pas trop de différence ; cette longueur est généralement égale à quatre fois le rayon de la manivelle, et quand les dispositions le permettent la longueur des coussinets de tête surtout est égale au double du diamètre du tourillon afin de diminuer la pression par centimètre carré. Dans les grandes machines où la place est limitée, la longueur du coussinet est égale au diamètre ou a une fois 1/4 seulement. A la pression exercée par le piston il faut encore ajouter la partie qui résulte du poids de la bielle pour les machines horizontales, et dans les machines verticales, la pression exercée sur les coussinets est augmentée du poids du piston et de tous ses accessoires. Puisque dans le jeu de la bielle il y a la force d'inertie qui joue un certain rôle et ce rôle étant important dans les machines à grande vitesse ; il faut donc tenir compte de cet élément dans le calcul de ses dimensions. La bielle agissant par pression et par traction alternativement et pour chaque tour peut être considérée dans son application comme une colonne chargée à l'une de ses extrémités et reposant sur l'autre, et travaillant par compression.

Pour calculer sa section au milieu si elle n'est pas circulaire, on admettra qu'elle a une tendance à fléchir dans le sens de sa plus faible dimension. Quelquefois le corps de la bielle va en croissant depuis le pied jusqu'à la tête ; c'est donc le cas de la colonne chargée à l'une de ses extrémités et appuyée par l'autre. Dans d'autres cas, si sa section est rectangulaire, elle est renflée à son milieu. En tout cas, comme cet organe est exposé à des efforts alternatifs de compression et de traction, on calculera sa section en doublant le coefficient de sécurité, et la pression P que la bielle supportera sera donnée par la formule $P = 2\pi^2 \times \frac{FI}{fl^2}$ formule dans

laquelle E représente le module d'électricité du métal I le moment d'inertie l la longueur de la bielle et f le coefficient de sécurité qui ne doit pas être inférieur à 8 ou au moins à 6.

Les dimensions transversales d'une bielle à son milieu sont égales au 1/28 de la surface du piston et aux extrémités $\frac{1}{35}$; ces dimensions correspondaient aux anciennes machines ; mais actuellement avec le fer forgé ou l'acier, la charge peut être de 40 à 50 kilogrammes au milieu et de 90 kilogrammes à 100 kilogrammes aux extrémités.

Si l'on désigne par :

P la pression par cm² sur le piston ;

D le diamètre du cylindre, le diamètre de la bielle à ses extrémités sera donnée par la formule $d = 0{,}072\, P^{\frac{1}{2}} \times D$ et à son milieu l étant sa longueur par $d = (1 \times 0035 \times l)\, 0{,}072 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$ largeur de la tête prise dans la chape $0{,}1181 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$ épaisseur de la même partie $0{,}094 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$. Epaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette $0{,}03222 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$.

Épaisseur moyenne au-dessus de la clavette $0{,}02392 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Distance entre la clavette et l'extrémité de la chape $0{,}0366 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$.

Largeur de la clavette et des contre-clavettes au point d'assemblage avec la chape $0{,}083 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$.

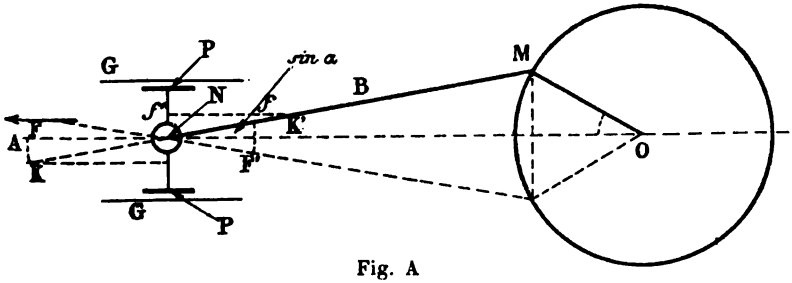


Fig. A

Épaisseur commune des clavettes de la bielle $0{,}02128 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Reprenons maintenant le jeu de la bielle au point de vue de l'influence due à sa longueur pour la régularité du mouvement et sa pression sur le patin de la glissière et sur les articulations.

Pour trouver la pression exercée sur les glissières en raison de la longueur de la bielle par rapport à celle de la manivelle,

prenons une bielle B d'une longeur MN et une manivelle de rayon *o* M, soit N le tourillon de la tige du piston, où est articulé le pied de la bielle B; GG les faces intérieures de la glissière et PP les faces du patin appuyant sur les faces correspondantes des glissières et soit AO la direction de la tige du piston ; c'est-à-dire la direction de la poussée et de la traction exercées par cette tige sur le tourillon N et par conséquent sur la bielle B. Représentons, à une certaine échelle par les longueurs NK, et NK' la valeur de cette poussée ou de cette traction. Supposons que le sens de la rotation de la manivelle pour le sens de la marche AV soit représenté par la flèche *d*. La tige du piston dont la direction est AO et celle de la bielle étant MN, la poussée et la traction exercées par la tige sur la bielle n'étant normales que quand la bielle et la tige sont en ligne droite, c'est-à-dire aux points morts du piston et dans ces positions le frottement sur la glissière est nul. Dans les autres positions intermédiaires, cette poussée et cette traction se décomposent donc en deux directions l'une N *f* sur la direction de la bielle et l'autre N*f* perpendiculaire sur la direction de AO *f*K'. Cette dernière déterminant le frottement sur la glissière inférieure, et comme dans un triangle rectangle un côté quelconque de l'angle droit égale l'hypoténuse multiplié par le sinus de l'angle opposé d'où $f\,K' = Nf \times \text{Sin}\ \alpha$, angle formé par la direction de la bielle et par celle de la tige du piston ; on voit que cet angle sera d'autant plus grand que le rapport entre la longueur de la bielle et celle de la manivelle sera petit, et que par conséquent la pression sur le patin sera d'autant plus grande elle-même que cet angle le sera. Aux points la poussée sur le tourillon de la manivelle est celle de la tige du piston ; mais cette poussée qui, dans ces positions est maximum, appuie simplement l'arbre contre ses coussinets et ne détermine aucun mouvement de rotation; le travail du piston est donc nul en cette position.

BIELLE ET MANIVELLE

Relation entre les vitesses du centre du bouton de la manivelle et le pied de la bielle, trois cas :

Premier cas. D'une bielle quelconque. — Supposons d'abord une bielle d'une longueur déterminée, soit OM le rayon de la manivelle, MB la longueur de la bielle, AA' le diamètre de la circonférence décrite avec le rayon OM de la manivelle et BB' chemin parcouru par le pied de la bielle égal au diamètre AA', sur la direction AX qui doit suivre le pied de la bielle pendant que la manivelle décrit une circonférence. Le pied B de la bielle sous l'énergie qu'il conçoit d'une force appliquée en B se meut suivant

la ligne droite BB′ et B′B pour le retour, tandis que le centre M du bouton de la manivelle OM parcourt les demi-circonférences A′MA et ADA′. Le centre M du bouton comme nous l'avons déjà dit, ne pourrait pas franchir les points morts A et A′ sous une vitesse acquise préalablement. Le mouvement du centre M est circulaire continu et généralement uniforme, tandis que celui du pied B est varié et rectiligne alternatif; il a son maximum de vitesse quand la direction de la bielle est perpendiculaire à la direction de la manivelle OM, à la position ON, il est nul aux points A et A′, et c'est un avantage au point de vue des articulations; car, comme le sens du mouvement doit être inverse à chaque bout de course s'il s'agit d'un piston, comme la vitesse est nulle, il n'a donc pas de vitesse à éteindre et s'il n'y avait pas de jeu dans les articulations il n'y aurait pas de choc par ce fait.

Prenons la bielle MB dans une position quelconque MB″, et proposons-nous dans cette position d'établir le rapport des vitesses des points B″ du pied de la bielle et du centre du tourillon de la manivelle, et pour cela appliquons la théorème de M. Chasles. Prolongeons la manivelle MO jusqu'à la rencontre en F de la perpendiculaire B″F élevée en B″ sur la direction AX; dans un déplacement élémentaire, les droites MF et FB″ seront des normales à ce déplacement et le point F sera le centre instantané de rotation de la bielle, et par conséquent les vitesses des points M de la manivelle et B″ du pied de la bielle seront proportionnelles aux rayons MF et FB″. Traçons OH parallèle à FB″.

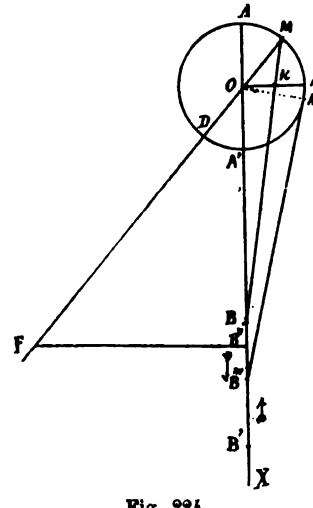


Fig. 224.

Par cette construction, nous avons obtenu les deux triangles MFB″ et MOK qui sont semblables et si nous désignons par ω la vitesse angulaire du centre de la manivelle par r son rayon et par v la vitesse du point B″, nous aurons l'égalité $\frac{\omega}{v} = \frac{MF}{FB''} = \frac{r}{G}$ en désignant la droite OK par G, d'où $\omega r = \frac{r}{G}$; d'où $v = \omega G$. Si comme nous l'avons dit, le mouvement du point M est uniforme, celui du pied B″ est proportionnel à la quantité G variable en chaque position de OM. On voit clairement que dans une rotation

complète de la manivelle OM que v est maximum quand la direction de la bielle MB est normale à OM; c'est-à-dire tangente à la circonférence, position NB''' de la bielle qu'elle va diminuant de ce point N pour devenir nulle en A, augmente progressivement dans le mouvement descendant à partir du point A et redevenir maximum en un point symétrique de N sur la partie gauche de la circonférence et redevenir nulle en A'. A l'aide de la valeur que nous avons trouvée pour v, on pourra donc représenter graphiquement les vitesses et les espaces parcourus par les points M et B.

Pour cela il suffira de développer en ligne droite la circonférence directe par le point M, cette droite représentera la ligne des abscisses, de diviser préalablement cette circonférence en un certain nombre de parties égales, d'élever sur le développement de la circonférence des perpendiculaires à chaque division et de porter sur ces perpendiculaires ou ordonnés la valeur de v et de joindre tous ces points par une courbe continue.

Deuxième cas. Bielle d'une longueur finie. — Avec une bielle d'une longueur finie, il est facile de remarquer que les chemins parcourus par le pied M de la bielle B sur le diamètre A'B' sont encore proportionnels aux projections des axes décrits par le centre C sur le diamètre A'B'; mais qu'il n'en est plus de même par rapport à un diamètre vertical C'C''. En effet, prenons le milieu M à la course

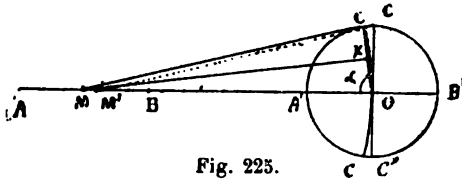


Fig. 225.

AB_1 parcouru par le point M et égale au diamètre A'B', et de ce point milieu M décrivons l'arc CC, avec la longueur B de la bielle pour rayon, cet arc coupe la circonférence décrite par la manivelle OC aux points C et C_1 en avant du diamètre C'C'' perpendiculaire à A'B', divisant avec ce dernier la circonférence en quatre quadrants égaux; donc quand le centre C de la manivelle OC a parcouru les arcs A'C et AC_1 plus petits qu'un quadrant, le pied de la bielle a réellement parcouru la distance AM égale à la demi-course, par conséquent quand la manivelle OC aura parcouru un quadrant et sera venu en c', le pied de la bielle sera venu en M'; il ne lui restera donc plus à parcourir que M' B_1 pour le quadrant C'B'; de même pour le quadrant B'C'' dont les espaces parcourus par des arcs égaux seront plus grands dans les quadrants de gauche A'C' et A'C'' que dans les quadrants de droite C'B' et B'C''. Cette particularité se démontre facilement par la construction suivante.

Tirons le rayon OC rencontre de l'arc décrit de la mi-course M

comme centre avec la longueur de la bielle B comme rayon; comme MO = MC, le triangle MOC est isocèle, et si du sommet M nous abaissons la perpendiculaire MK sur le rayon OC le pied K de cette perpendiculaire divisera le ray n OC en deux parties égales; nous aurons donc dans le triangle MOK un côté quelconque OK de l'angle droit égal à l'hypoténuse MO multiplié par le cosinus α de l'angle MOK adjacent à ce côté; d'où $\cos \alpha = \frac{MO}{OK}$, dans cette égalité OM est la longueur invariable de la bielle B, oK est égal à la moitié du rayon oc; donc la course qui est double du rayon oc est égale par conséquent à $4 \times o$K; d'ou $\alpha = \frac{c}{4L}$, L désignant la longueur de la bielle B, donc l'angle α au MOK n'est pas un angle droit; car, pour qu'il fut égal à un angle droit il faudrait que comme ω fût égal à 0°, ce qui ne peut exister qu'autant que la direction de la bielle B sera parallèle à la direction AB' ou fût infinie et dans ce cas alors $\frac{C}{4L} = 0$.

Partant de là, on voit que le volume engendré par le piston d'un cylindre à vapeur est plus grand dans les quadrants AC' et AC'' que dans les quadrants C'B' et B'C'', puisqu'en C et C, il a déjà parcouru la moitié de sa course; donc il lui faut plus de vapeur que pour son retour pour obtenir la même pression dans le cylindre; il va plus vite pendant la première partie de sa course; il faut donc des orifices de vapeur plus grands, par conséquent une avance plus grande du tiroir. Dans la construction des machines, on tient compte de l'obliquité des bielles pour régler la hauteur des recouvrements des barrettes des tiroirs sur les orifices. En résumé, plus les bielles sont courtes par rapport à la longueur des manivelles ou à la course du piston, plus il y aurait de variations dans l'admission de la vapeur et plus les pressions, et par conséquent les frottements, seraient grands sur les glissières; plus les vitesses sont irrégulières pour le patin et par conséquent les espaces parcourus et les volumes engendrés par le piston pour les arcs égaux de la manivelle.

La longueur de la bielle vaut en moyenne 4 fois le rayon de la manivelle.

Troisième cas. D'une bielle d'une longueur indéfinie. — Relation entre les vitesses et les espaces parcourus dans le cas d'une bielle infinie; c'est-à-dire parallèle à la direction du chemin parcouru.

Dans ce cas, comme nous allons le démontrer, les espaces parcourus par le centre du bouton de la manivelle sont égaux entre eux dans les quatre quadrants et les chemins parcourus par le pied de la bielle seront égaux pour des arcs égaux parcourus d'un mouvement uniforme par le centre du bouton de la mani-

velle. Cette condition est remplie par le cadre des pompes Thirion et Mazeline.

Soit la bielle infinie AB et la manivelle OA.

BA devant rester constamment parallèle à elle-même, lorsque le centre A du tourillon de la manivelle OA décrit la circonférence OA. La position de la bielle étant en BA au point de départ, supposons qu'elle prenne la position B'A'; des points B et B' — A et A', abaissons les perpendiculaires BB_1 — $B'B'_1$ — AA_1 $A'A'_1$ sur la direction du chemin parcouru par le pied de la bielle; dans ces positions les manivelles sont OA et OA'; par le pied B de la bielle BA, menons une parallèle au rayon AO et joignons le pied B' au point de rencontre C de la parallèle à AO, le quadrilatère BA OC est un parallélogramme et comme BA est égal et parallèle à B'A' et à CO la figure B'COA' sera également un parallélogramme donc B'C sera égal et parallèle à A'O; or les projections de droites égales et parallèles étant égales, il s'ensuit que les distances B_1 B' et A_1A_1' sont égales et seront égales dans des positions successives pour des arcs égaux parcourus par le centre du bouton de la manivelle.

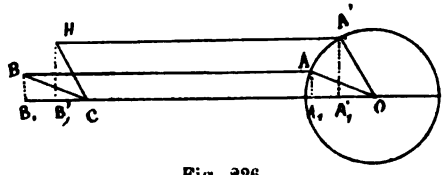


Fig. 226.

Dans le mouvement estimé parallèlement à l'axe du cylindre, pour un point quelconque de la bielle et par conséquent de son pied ou du piston relié à la bielle par sa tige, ce mouvement est exactement le même que celui du centre du bouton de la manivelle projeté sur le prolongement de la tige du piston qui se confond avec la direction de la bielle, le piston étant à ses points morts.

On peut donc représenter par une courbe les mouvements simultanés du pied de la bielle et du centre du bouton de la manivelle; pour cela, il suffira de diviser la circonférence décrite par ce bouton en un certain nombre de parties égales, 16 par exemple, puis développer cette circonférence selon une ligne droite et si à chaque point de division de cette droite on élève des perpendiculaires égales aux chemins parcourus par la projection du bouton, on obtiendra une courbe sinusoïde en joignant tous ces points; son sommet sera sur la perpendiculaire n° 8. Si l'on cherche des vitesses correspondantes on voit qu'elles sont nulles aux points morts et qu'elles sont maximum quand la manivelle est perpendiculaire à la direction de la bielle; on peut alors calculer qu'elle est égale à $\frac{\pi CN}{60}$. Comme nous l'avons dit elle devient nulle aux points morts pour changer de sens et cette particularité est très

importante au point de vue du fonctionnement des organes; car, si le piston conservait toute sa vitesse avant son renversement de sens, avec toute l'énergie accumulée, et le jeu, que l'on est pratiquement obligé de laisser aux organes, il y aurait des chocs d'autant plus grands que l'énergie serait plus considérable et le jeu un peu plus grand. La transmission, ou la transformation d'un mouvement rectiligne alternatif en circulaire continu par l'emploi de la liaison d'une bielle et d'une manivelle remplit donc le but que l'on s'est imposé et dans de bonnes conditions de fonctionnement.

Nous résumerons donc les différentes relations de la bielle et de la manivelle, sous le rapport de leur rapport de grandeur.

Plus les bielles sont courtes par rapport à leurs manivelles :

1° Plus les pressions sont grandes sur les glissières;

2° Plus l'effort transmis par la tige du piston à la bielle est grand, plus il diffère de ce premier effort;

3° Plus les vitesses et les espaces parcourus sont irréguliers.

Comme il n'y a qu'une partie de l'effort transmis par la tige du piston dans la direction de la bielle et la seule qui produise le mouvement, l'autre partie étant normale ne produisant que le frottement, et ce frottement est d'autant plus considérable que le rapport entre la longueur de la bielle et de la manivelle est petit. Pratiquement l'angle du pied de la bielle avec la direction de la tige du piston, est négligeable lorsque la longueur de la bielle est supérieure à sept fois celle de la manivelle; si C représente la course et L la longueur de la bielle, on écrira $\frac{C}{2L} < \frac{1}{7}$. Dans les machines marines où l'on ne dispose pas toujours d'une place suffisante pour avoir un rapport aussi grand, on prend $\frac{2L}{C}$ compris entre 3 et 5, et généralement on donne à la bielle quatre fois la longueur de la manivelle. La valeur du sinus de l'angle de la direction de la bielle avec la direction de la tige du piston varie de 11°30′ à 19°30′; le cosinus de cet angle est compris entre 0,9789 et 0,9436 et la tangente α est comprise entre 0,2035 et 0,3541.

Transport de l'énergie de la bielle. — Dans les relations de grandeur entre la bielle et la manivelle, connaissant à un moment donné l'effort qui est transmis par le piston par l'intermédiaire de sa tige, effort donné par une ordonnée de la courbe d'un indicateur, on pourra trouver la fraction utile de cet effort qui produit le mouvement de rotation et la fraction nuisible de cet effort qui produit le frottement. Nous prendrons pour exemple le cas ordinaire d'une bielle dont la longueur égale quatre fois et demie celle de la manivelle. Soit OA le rayon de la manivelle M, et AG la

longueur de la bielle B et OX la direction de l'axe du cylindre ou de la tige du piston et NG l'effort de poussée et de traction exercé alternativement par la tige du piston pendant un tour de la manivelle M. Cet effort NG se décompose en deux : l'un suivant GR, direction de la bielle agissant alors sur la manivelle et produisant la rotation, et l'autre selon GL, normal à la glissière et produisant le frottement et tendant à la faire fléchir. Si ces efforts représentés par des droites, le sont à une certaine échelle à raison d'un certain nombre de kilogrammes par millimètre de longueur, les longueurs RG et GL pourront donc être exprimées en kilogrammes. Puisque la bielle est rigide, nous pourrons transporter l'effort NG ou P en AC sur le prolongement de la bielle. Cet effort appliqué en A au centre du bouton de la manivelle,

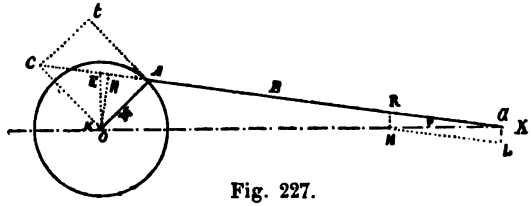


Fig. 227.

peut se décomposer en deux, l'un selon la direction de la tangente A*t* et l'autre suivant la manivelle OA en KA. Nous obtiendrons ainsi le rectangle KA*t*C.

La composante KA agissant par pression sur la manivelle ne fait qu'appuyer l'arbre contre ses coussinets et devient la cause d'un autre frottement; la composante tangentielle A*t* est donc la seule qui produise la rotation.

Cette composante est nulle aux deux points morts, et tout l'effort transmis par la tige du piston se transforme en pression, en frottement; son intensité maximum pour produire le mouvement est dans la position perpendiculaire à la manivelle, et dans ce cas, son intensité serait égale à l'effort total du piston si la bielle était d'une longueur infinie ou parallèle à l'axe du cylindre. Elevons OE perpendiculaire à la direction du chemin parcouru par le pied de la bielle et abaissons *o*H perpendiculaire sur la direction du pied de la bielle. Nous avons A*t* = CK d'où A*t* × A*o* = CK × A*o* = AC × *o*H ; ces produits représentant le double de la surface du triangle C*o*A.

Les deux triangles E*o*H et RGN sont semblables comme ayant leurs côtés perpendiculaires, d'où hyp. *o*E : hyp. RF :: *o*H : NG, d'où *o*E × NG = *o*H × RG ou *o*H × AC = *o*E × P. Donc l'énergie est égale au produit de l'effort selon la direction de la tige du piston multiplié par la perpendiculaire élevée sur la direction du chemin

parcouru par cette tige. Si l'on admet que P est constant pour un tour complet ou quatre fois la manivelle, le travail moteur $Tm = 4\ M \times P$ et si Q représente l'effort tangentiel moyen, $Tr = 2\pi MQ$; donc dans le cas d'un mouvement uniforme $P \times 4M = 2\pi MQ$; d'où $P = Q \times \frac{\pi}{2} = Q \times 1{,}5708$; d'où $\frac{P}{Q} = 1{,}5708$. Aux points morts, l'effort tangentiel est nul, $Q = 0$, d'où $\frac{P}{Q} = \infty$.

Quand la bielle et la manivelle sont perpendiculaires, $P = Q$. d'où $\frac{P}{Q} = 1$.

BIELLES

D. — Quels sont les principaux types de bielles employés ?

R. — Les principaux types de bielles employés dans la marine sont :

1° Les bielles à chape (du Creusot) (fig. 228) ;
2° Les bielles Mazeline (fig. 229) ;
3° Les bielles *Dupuy-de-Lôme* (fig. 230) ;
4° Les bielles dites à palier (Indret) (fig. 231) ;
5° Les bielles des torpilleurs (fig. 232).

BIELLE A CHAPE (fig. 228).

Cette bielle se compose : du corps B de la bielle en fer forgé à section cylindrique, renforcée au milieu; de la chape C

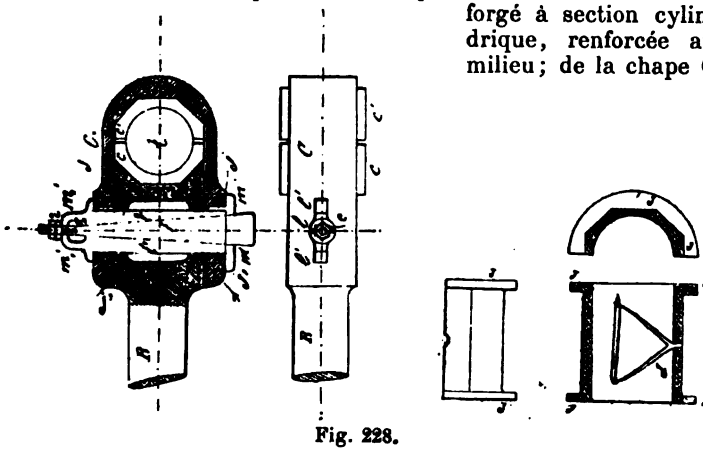


Fig. 228.

ajustée de la même façon sur le pied et sur la tête de la bielle; du coussinet en bronze *cc* en deux parties, de forme hexagonale, ajustées dans la chape et le corps de la bielle; de trois cla-

vettes *l l' l''*. La clavette centrale *l* est en forme de plan incliné sur ses deux faces, elle est prolongée par une partie cylindrique filetée recevant les écrous *e* et *e'*, *e'* servant de frein à l'écrou de serrage *e*; les deux clavettes *l' l''* sont terminées à leurs extrémités par des mentonnets *m'm'* et $m'_1m'_1$ qui empêchent la chape de s'ouvrir; les mentonnets $m'_1m'_1$ portent en même temps des évidements e'_1 servant de passage à l'extrémité filetée de la clavette et d'appui aux écrous *e* et *e'*. Comme il est indiqué par la figure 228, les trois clavettes *l l' l''* passent dans des mortaises pratiquées dans le corps de la tête de la bielle et dans les deux branches de la chape, elles ont une section rectangulaire pour les trois; les faces extérieures des clavettes *l' l''* sont perpendiculaires aux mortaises de la bielle et à celles de la chape. Les mortaises JJ' du corps de la bielle, et JJ de la chape sont disposées de telle façon que les faces extérieures et opposées des clavettes *l'l''* portent d'une part et du côté du coussinet contre le corps de la bielle, et du côté du pied contre la face des branches de la chape, en laissant un jeu opposé et sur la face de la chape et sur le corps de la bielle. C'est cette disposition et ce jeu qui permettent de rapprocher les deux parties *c* et *c'* du coussinet lorsqu'il s'est produit de l'usure. Par la figure 228, on voit clairement que si l'on fait monter la clavette centrale *l*, les deux clavettes *l' l''* restant fixes, la section des clavettes va augmenter de hauteur, et la chape va être rappelée de cette hauteur et rapprochera la partie *c* du coussinet sur le tourillon *t*. Mais comme il a été déjà dit, le jeu entre les parties du coussinet et le tourillon *t* doit être limité à 1/4, 1/3 et 2/5 de millimètre au plus; il faut donc de toute nécessité rester dans ces limites et sur les tourillons de grande dimension, et avec un arrosage et un graissage abondants, on arrive à un jeu de 1/2 millimètre; ce jeu ne peut être conservé que dans des conditions exceptionnelles ne permettant pas de stopper. Il arrive aussi parfois que le parallélisme des machines laisse à désirer, et encore dans ce cas, il faut conserver un jeu anormal pour éviter les échauffements; mais il faudra au mouillage rectifier le parallélisme des organes et ramener le jeu à la quantité admise. Pour obtenir ce jeu et en être bien certain, et être toujours certain dans quelles conditions on le ramène par des serrages successifs, il faut s'assurer très exactement de la quantité dont la hauteur de la section des clavettes augmente pour un tour de l'écrou *e*, en lui faisant faire dix tours par exemple et en prenant le 1/10 de cette hauteur, puis, si cet écrou est à six pans, en tournant d'un pan, on aura encore la hauteur ou la reprise du jeu pour 1/6 de tour. Un repère sur le mentonnet m'_1 indiquera la marche du pan qui porte le repère 1; ou on prendra la hauteur du bout de la clavette avant de serrer l'écrou, puis la nouvelle hauteur après avoir fait marcher l'écrou d'une certaine quantité;

si cette hauteur est de 10 millimètres et qu'elle donne 1/2 millimètre de plus à la hauteur des clavettes, on aura rapproché les parties du coussinet de cette quantité. Il est indispensable avant d'établir un serrage d'avoir relevé exactement l'écartement des clavettes pour un déplacement quelconque de l'écrou. Connaissant ces éléments, pour opérer pratiquement le serrage d'une bielle à chape, on commence par enlever les cales qui existent entre les deux parties du coussinet, puis on serre ce dernier à bloc sur le tourillon, on prend alors dans cette position la hauteur du bout de la clavette en dehors du mentonnet, avec un pied à coulisse, puis on démonte ensuite le coussinet. Cela fait, aux extrémités du tourillon on place soit un fil de plomb, soit des lamelles du même métal pouvant facilement s'écraser sous la pression. On remonte le coussinet, et l'on serre les clavettes jusqu'à ce que l'on arrive à la hauteur du bout fileté de la clavette correspondant au jeu 1/4 ou 1/3 que l'on veut laisser. On démonte de nouveau le coussinet, on enlève les lamelles de plomb dont l'épaisseur représente exactement le jeu qui existe entre le coussinet et le tourillon ; on s'assure par l'examen que cette épaisseur est bien régulière, ce qui est l'indice d'un bon parallélisme des organes ; cette condition remplie, on remet les cales entre les parties du coussinet en place et en nombre suffisant pour qu'elles remplissent bien exactement l'écartement qui existait entre les deux parties du coussinet lorsqu'on avait serré les bandelettes de plomb. On serre alors à bloc sur les cales. Après ce serrage, on vérifie de nouveau la hauteur de la partie filetée de la clavette, elle doit être au même repère. Les cales se composent généralement d'une cale principale d'une épaisseur correspondant presque au serrage à bloc, et de quelques cales en cuivre d'une très faible épaisseur, constituant par leur nombre le jeu que l'on doit laisser. Pour que la clavette du milieu ne s'enfonce pas dans les machines horizontales, on peut mettre la partie filetée en haut. Dans les machines verticales, pour empêcher tout mouvement il y a une vis frein taraudée dans l'épaisseur de la chape et appuyant sur la clavette ; elle peut être traversée par une goupille. Ces bielles ne sont plus guère employées dans la marine ; mais très fréquemment employées dans l'industrie.

BIELLE MAZELINE (fig. 229).

Cette bielle se compose du corps de bielle B_1B_1 en fer forgé à section rectangulaire renforcée en son milieu ; l'extrémité du corps de la tête forme lui-même son coussinet inférieur ; le chapeau CA qui est également en fer forgé est ajusté sur la tête en adents ; il est fixé à l'aide des deux boulons BB taraudés dans son épaisseur ;

des vis FF de pas contraire à celui des boulons BB vissés dans l'épaisseur du chapeau, et vissées elles-mêmes dans le bout des boulons BB; la tête de ces vis freins appuie sur des rondelles RR évidées intérieurement pour loger le bout des boulons BB quand on reprend le jeu. Ce logement pratiqué dans l'épaisseur des rondelles est indispensable, car sans lui, on serait obligé de couper le bout des boulons BB quand on reprend le jeu; ces rondelles portent un ergot qui est encastré dans le chapeau et qui les empêche de tourner quand on tourne les vis freins FF. Le chapeau et la tête du corps de la bielle ayant été ajustés, on intercale une cale entre la tête de bielle et le chapeau. Le chapeau et la tête de bielle serrés à bloc sur la cale, on alèse le tout

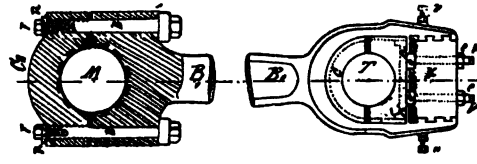


Fig. 229.

au diamètre de la soie de la manivelle augmenté du jeu 1/4 ou 1/3 de millimètre que l'on veut laisser; dans ces conditions, l'articulation est donc dans les conditions normales d'un bon fonctionnement. Mais avant cet alésage on a eu soin de couler une douille en antifriction maintenue dans le chapeau et la tête de la bielle, maintenue sur chacune de ces parties par des queues d'aronde. C'est cette douille qui remplace les coussinets en bronze qui peuvent être également antifrictionnés. Le coussinet de ce fait, fait donc intégralement partie du corps de la bielle et de son chapeau.

Cette disposition pour l'époque et pour les machines à moyenne pression présentait donc toutes les garanties de solidité et de bon fonctionnement. Le pied de la bielle était terminé par une fourche dans laquelle on logeait le coussinet C en bronze du pied de la bielle; un bloc en fer K sur lequel étaient pratiquées des queues d'aronde et dont l'ensemble présentait une surface d'entrée légèrement conique s'emboîtait dans des vides de même forme pratiqués dans les fourches du pied de la bielle. Ce bloc emmanché de cette façon empêchait les parties de la chape de s'ouvrir ou de se fermer; des vis freins *vv* empêchaient le bloc de sortir. Ce bloc était traversé par les deux vis VV, taraudées dans ce bloc et appuyaient sur une rondelle *pp* représentée en pointillé servant de base à la partie inférieure du coussinet. Ces vis VV étaient emmanchées avant la mise en place du bloc, elles étaient terminées à leurs extrémités intérieures par des parties d'un diamètre

plus grand et appuyant sur la plaque *pp* et par conséquent sur la partie extérieure du coussinet ; à la partie extérieure de ces vis étaient placés des écrous freins *ee* qui empêchaient ces vis de se desserrer ; les parties extérieures de ces vis étaient terminées par une partie polygonale sur laquelle on emboîtait la clef qui servait à leur manœuvre, les écrous *ee* étant desserrés. Le bloc à poste, et les vis VV appuyant sur la plaque *pp*, on serrait donc le coussinet inférieur sur le tourillon et sur cales de façon à obtenir le jeu voulu. Mais à l'avance, pour opérer ce serrage et obtenir le jeu voulu, il fallait donc connaître exactement le pas de ces vis, et régler l'épaisseur des cales placées entre les deux parties du coussinet ; l'épaisseur voulue se faisait à la lime afin de n'avoir qu'une seule cale et le pied de la bielle ne former qu'un seul tout avec ces cales. Le pas des vis étant exactement connu, on les serrait d'une certaine quantité estimée par une aiguille placée sur chaque vis et indiquant la partie angulaire qui avait été opérée, et par conséquent la partie dont les vis avaient appuyé la plaque *pp* contre la base du coussinet. Si l'on supposait du jeu anormal au bout d'un certain temps de fonctionnement, on sortait la cale *pp*, on serrait à bloc le coussinet sur le tourillon, on notait l'enfoncement des vis VV pour amener le contact du tourillon avec les coussinets ; on mesurait le jeu entre les deux parties du coussinet, et on donnait à la cale *pp* l'épaisseur voulue pour obtenir ce jeu. On serrait la vis V à bloc ; on appuyait les écrous freins *ee*. Dans la position de ces vis, on notait exactement, soit la position d'une arête de la partie carrée de ces vis, soit l'index d'une aiguille emmanchée sur cette partie carrée et indiquant sur des repères pratiqués sur la face extérieure du bloc K, cette position. Certain du jeu, on serrait les écrous freins *ee*. Pour obtenir le serrage de cette bielle, on serrait donc à bloc, on prenait l'écartement entre les deux parties du coussinet, on mesurait l'épaisseur de la cale, cette épaisseur devait être telle que les deux parties du coussinet serrées, le jeu avec le tourillon devait exister ; puis on serrait les écrous freins. Pour serrer en marche, il suffisait de desserrer les écrous freins *ee* et de serrer la vis d'une quantité angulaire indiquée, soit par l'arête de ces vis, soit par l'aiguille pour reprendre le jeu ; l'indication exacte du pas des vis VV suffisait donc pour guider dans cette opération. L'ensemble de cette bielle était simple et d'une grande solidité ; lorsque tout était bien remonté, elle ne laissait rien à désirer ; mais elle était massive, avec son patin et sa traverse, elle présentait un poids considérable. Mais à côté de cette solidité et de cette simplicité, il ressortait qu'en cas d'échauffement, si l'antifriction de la tête venait à fondre, ce n'était plus un simple coussinet qu'il fallait réantifrictionner, mais la bielle elle-même, opération qui devenait très difficile de faire par les

moyens du bord ; il fallait donc prendre les mesures au moment du montage de la bielle et exercer une surveillance suffisante pendant la marche pour éviter cet échauffement. Le pied, par l'emploi de ce bloc K qui constituait sa solidité, exigeait aussi certaines précautions ; il fallait bien régler le serrage et surveiller le graissage ; les godets graisseurs et leurs conduits devaient être entretenus avec la plus grande propreté.

Si un échauffement venait à se produire, et nécessitait un arrosage, le bloc K était coincé par les branches de la fourche qui se fermait sous l'action du refroidissement brusque ; le démontage du bloc pour opérer la visite du coussinet, devenue nécessaire, présentait de grandes difficultés ; il fallait essayer d'écarter les fourches avec des vérins et frapper sur la face opposée à son emmanchement. A la suite d'un échauffement, on trouvait souvent la soie de la traverse pénétrée de particules de bronze et le coussinet grippé. Avec les mesures indiquées plus haut et un jeu de 1/4 de millimètre, on évitait ces inconvénients qu'une mauvaise surveillance seule pouvait amener.

BIELLE « DUPUY-DE-LÔME » (fig. 230-231).

Dans les types des machines *Dupuy-de-Lôme*, les bielles avaient assez d'analogie pour la tête avec celles de Mazeline.

Comme il est indiqué par la figure 230 le coussinet consistait pour la tête en un cylindre de bronze antifrictionné, le chapeau était serré sur cales par les boulons BB vissés dans l'épaisseur du chapeau ; une vis frein F*e* les empêchait de se desserrer. Dans une autre disposition le coussinet était simplement en bronze sans être antifrictionné, le chapeau se serrait également sur cales à l'aide des boulons B portant une partie filetée sur laquelle se vissait les écrous E portant une partie cylindrique noyée dans l'épaisseur du chapeau, une vis frein *v* portant sur la douille cylindrique de l'écrou l'empêchait de se desserrer. Ces bielles étaient lourdes et ne présentaient d'autre avantage que celui de tenir moins de place par la forme et la fixation du chapeau, on pouvait donc les rapprocher des formes des cylindres et diminuer d'autant la largeur de la machine.

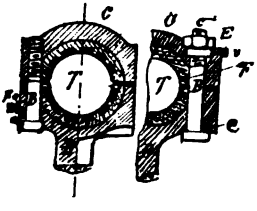


Fig. 230 et 231.

BIELLE A PALIER D'INDRET (fig. 232).

Employée par tous les constructeurs et dans les nouvelles machines.

Elle se compose du corps de bielle BB, de forme cylindrique ou à section rectangulaire à angles arrondis, légèrement renforcé au milieu, en fer forgé ou en acier, terminé à chacune de ses extrémités par un T sur lequel reposent les parties inférieures CC des coussinets qui sont en bronze, antifrictionnés ou non ; mais antifrictionnés seulement à la tête pour les machines à allure lente ; des boulons *bb* servent à fixer le chapeau C et la partie extérieure C′ des coussinets. La tête des boulons est terminée par une partie filetée portant les écrous *ee* goupillés sur le boulon ; à l'aide de l'embase *a* que porte chaque boulon et qui est noyée dans l'épaisseur de la partie intérieure du coussinet on fixe d'abord la partie intérieure du coussinet sur les TT de la

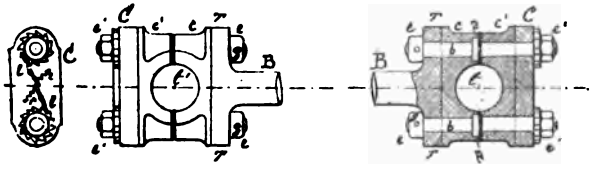


Fig. 232.

bielle. Au pied comme à la tête, la partie C′ du coussinet appuie sur des cales représentées en noir traversées par les boulons *bb* et appuyées par le chapeau C. On fixe le chapeau C à l'aide des écrous *éé* portant une embase taillée en adents sur son pourtour, dans ces adents viennent s'engager des linguets *ll* maintenus à poste dans ces adents à l'aide d'un ressort *r* servant de frein au linguet. Le serrage se fait comme sur les autres bielles en tenant compte du pas des boulons *bb*. La division des adents des écrous *éé* est faite de telle façon que chaque adent correspond à une fraction très petite du pas, et sur le chapeau il existe des divisions qui indiquent le mouvement angulaire que l'on a fait faire à l'écrou et par conséquent, la quantité dont on a rapproché le coussinet sur le tourillon *t*. Les cales sont composées d'une cale mère et de plusieurs autres en clinquant que l'on enlève au fur et à mesure que l'usure se produit.

Ces bielles sont simples, d'un démontage facile ; quelques constructeurs remplacent l'écrou goupillé formant tête par un boulon dont la tête est venue de forge avec le boulon ; mais avec cette modification, l'embase *a* avec laquelle on fixe d'abord la partie intérieure du coussinet n'existe plus ; il faut donc placer les deux parties du coussinet à la fois et dans les machines puissantes et verticales, il faut se servir de tire-fonds et de pilons et trèvires pour mettre ces coussinets à poste. La disposition des bielles sont représentées dans les planches complètes relatives aux machines.

Disposition du « Duperré » pour le pied (machine des Forges et Chantiers) (fig. 233). — Le pied de cette bielle est terminé par une fourche ; la tige T*e* du piston porte un *te* K sur lequel repose la partie intérieure du coussinet ; la partie extérieure *éé* est appuyée sur cale, elle est fixée par le chapeau C et les boulons qui traversent ce chapeau et le *te* de la tige du piston ; des écrous EE fixent le chapeau et l'ensemble du coussinet sur le *te* de la tige de piston. Le tourillon T est emmanché à chaud dans chacune des branches de la fourche de la bielle et des goupilles *gg* rendent solidaires la fourche et le tourillon. Ce tourillon oscille donc dans le palier formé d'une part par le *te* T de la tige du piston, par le coussinet en bronze et par le chapeau ; une vis *f* sert de frein à l'écrou E. Le tourillon T fonctionne donc comme un tourillon ordinaire dans un palier.

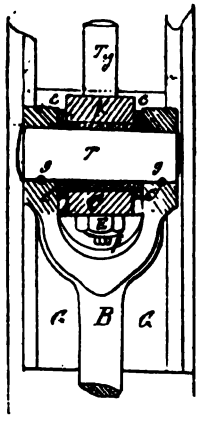


Fig. 233.

Le serrage de cette bielle s'opère comme celui des autres systèmes déjà décrits en tenant compte de la hauteur du pas des boulons et du déplacement angulaire de chaque écrou E. Sur le chapeau, à la base de l'écrou, il y a une division qui indique en fractions de millimètre la quantité dont on rapproche le coussinet du tourillon pour un mouvement déterminé de chaque écrou. Mais comme déjà il a été dit, le serrage des articulations, et en particulier celui des bielles, joue un rôle si important dans le bon fonctionnement des machines que l'on ne saurait trop prendre de précautions pour l'opérer. Dans le cas de cette bielle qui est verticale, il faut enlever les cales et opérer le démontage de tout le coussinet après avoir fait un serrage à bloc sur le tourillon et s'être rendu compte, en virant la machine, de voir si la portée du tourillon était uniforme dans le coussinet ; dans le cas où l'on remarquerait des parties plus brillantes les unes que les autres, il faudrait les gratter et recommencer le rodage du coussinet jusqu'à ce que l'on arrive à une portée parfaite.

Quand on s'est bien rendu compte que la portée est bien, que les pattes d'araignées sont en parfait état, on place la partie antérieure du coussinet, puis les cales, et comme on a eu soin dans le serrage à bloc de prendre exactement l'écartement entre les parties du coussinet, on donne aux cales une épaisseur en excès de façon à obtenir le jeu de 1/4 de millimètre que l'on doit laisser et qui est suffisant, s'il n'existe pas de gauche dans la bielle par rapport à son emmanchement avec la tige et la soie de la manivelle.

On peut aussi opérer le serrage à bloc sur des lamelles de plomb qui donnent juste, une fois écrasées, le jeu existant entre le coussinet et le tourillon et ramener les écrous du chapeau dans les mêmes positions : l'écrasement régulier des bandelettes indique que le parallélisme de la bielle par rapport à l'arbre et à la tige du piston est bon. Si le plomb était irrégulièrement écrasé cela indiquerait du gauche dans la liaison de la bielle avec la tige du piston et la soie de la manivelle ; il faudrait donc opérer une vérification de la position de ces organes ; car le coussinet remonté dans ces conditions pourrait frotter avec ses joues et s'échauffer. Quand le serrage est opéré pour le pied, il faut faire osciller la bielle, et sentir si la résistance à laquelle donne lieu ce mouvement oscillatoire est bien régulière.

On opère le serrage de la tête en prenant les mêmes précautions, et le jeu est compris entre 1/3 et 2/5 de millimètre. Quand la bielle est remontée, il faut remonter les accessoires du graissage, et cette opération a bien son importance ; il faut laver à la potasse tous les conduits qui amènent l'huile, et bien les fixer, il faut que les lécheurs soient propres et que par un tour de la machine on règle leur hauteur, afin que les arêtes des godets puissent enlever l'huile destinée à un tour, et ne tombe pas faute d'avoir été recueillie par le godet par défaut d'une hauteur convenable.

Bielle à fourche de quelques machines à pilon (fig. 235). — Dans cette disposition le bloc qui porte les parties du coussinet sert de patin ; il est emprisonné entre le *té* de la tige du piston et le cha-

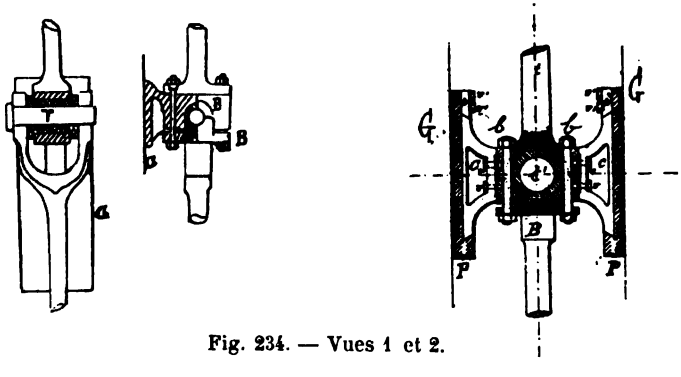


Fig. 234. — Vues 1 et 2.

peau du coussinet, il est fixé par les boulons *bb* et les écrous *ee*. Dans les plans des machines, on trouvera toutes modifications qui ont été apportées aux types déjà décrits.

La vue 2 représente une disposition où la glissière G est

double, le patin est relié à la bielle par le moyen de vis *cc* et d'un emmanchement à queue d'aronde, le chapeau et la traverse de la bielle par les boulons *bb* ; le patin P est terminé par une surface plane antifrictionnée, glissant sur la glissière G.

BIELLE DES TORPILLEURS (fig. 235).

Dans ces machines, comme on doit joindre la solidité à la légèreté et assurer une grande sécurité à cause de la grande vitesse à laquelle sont munis les organes, le corps de la bielle est en acier de première qualité ; il est cylindrique à partir du pied jusqu'à

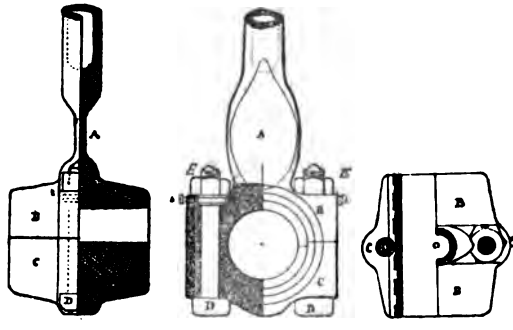


Fig. 235.

une certaine distance de la tête et foré jusqu'à la distance indiquée par le dessin ; le corps de la bielle est aplati et présente un accroissement dans sa largeur afin de lui donner une section de résistance suffisante en cette partie. Cette disposition donne de l'élasticité dans le sens de la longueur de l'arbre qui peut légèrement se déplacer sans agir sur les joues du coussinet. La tête de bielle est formée par la traverse B venue de forge avec le corps de la bielle et par le chapeau C relié à la traverse par les boulons DD et les écrous EE munis des vis freins *bb*.

Le coussinet ou plutôt la traverse de la bielle et le chapeau sont percés à un diamètre suffisant pour y couler un cylindre en antifriction, alésé au diamètre du tourillon ensuite. Ce métal est plus dur que l'antifriction ordinaire, et donne lieu à un excellent frottement. Le jeu de la tête de bielle peut atteindre 1/3 de millimètre ; le serrage se fait sur les parties du coussinet ; c'est donc sur la partie du chapeau qu'il faut limer pour reprendre le jeu ; mais comme la portée de ces coussinets est très grande la pression sur le tourillon est faible et l'usure peu sensible, on ne reprend donc pas souvent le jeu. Le jeu au pied n'est que d'un

cinquième de millimètre, on s'assure qu'il existe bien en faisant osciller la bielle. On conçoit, étant donnés la vitesse de ces machines, les soins que l'on doit apporter pour le serrage de ces organes, qu'aucune précaution ne doit être oubliée pour s'assurer de l'état des organes de graissage et de leur bonne fixation ; il faut s'assurer des freins des écrous.

Il faut une certaine liberté dans les articulations ; mais il faut qu'elle reste dans les limites que nous venons d'indiquer.

Quand le pied de la bielle est serré, il faut que les joues de la tête se présentent bien parallèlement aux faces des manivelles ; il faut que son axe soit donc réellement perpendiculaire à l'axe de la joue de la manivelle.

BIELLES ET GLISSIÈRES DES TIROIRS ET DES DÉTENTES (fig. 236).

Ces bielles ne portent généralement pas d'articulation à leur pied qui est terminé par un œil dans lequel passe le boulon qui relie le pied de la bielle à la tige du tiroir ou de la détente ou de tout autre organe à conduire, par exemple une pompe. La tige

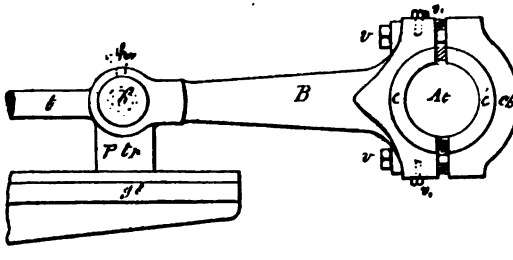


Fig. 236. — Vue 1.

du tiroir qui a été forgée avec le patin P porte généralement une douille *dd* (vue 2) en acier ou en bronze ajustée à chaud dans l'œil de la tige du tiroir, et encore maintenue par des goujons taraudés moitié par moitié dans la douille et l'épaisseur de l'œil; le boulon *b* est généralement étoffé et trempé, la douille porte des pattes d'araignée comme un coussinet ordinaire; le graissage se fait à l'aide d'un godet placé au-dessus de l'œil de la tige ; il est alimenté soit directement par un pinceau, soit par un tuyau avec cocatrix selon que la bielle est horizontale ou verticale ; la position de ces organes amène celle du graissage. La tête de la bielle peut être disposée comme la bielle Mazeline ou par un coussinet indépendant *ée* en bronze. Le serrage du chapeau se fait généralement sur cale et par des boulons vis *vv* se vissant dans l'épaisseur du

chapeau, des vis frein v_1 (vue 1) empêchent le desserrage de ces boulons. Comme il est indiqué par la figure 236, (vues 1 et 3), la glissière est venue de fonte avec le cylindre ou elle est rapportée à l'aide de boulons sur le côté de la boîte à tiroir. La partie supérieure de la glissière est rapportée, elle est fixée soit par des boulons, soit par des vis, le jeu laissé par la plaque *pp* et la face de la glissière est d'environ 1/3 de millimètre ; le patin P peut porter les pattes d'araignée, si le godet graisseur est fixé sur la crosse *tr*, ou les pattes d'araignée trouées sur le fond de la glissière.

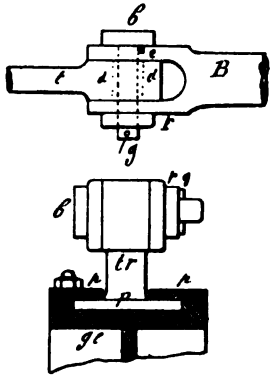


Fig. 236 *bis*. — Vues 2 et 3.

(Fig. 237.) Les glissières des tiges des pistons et celles des tiroirs, dans les machines horizontales peuvent être formées par une partie fixe appartenant au bâti de la machine ou rapportée aux cylindres et par une partie mobile formée par une bande en fonte de fer ou en acier et séparée de la première par des entretoises dont la hauteur est supérieure à l'épaisseur du coulisseau *c* d'une quantité égale au jeu qui doit exister entre les deux

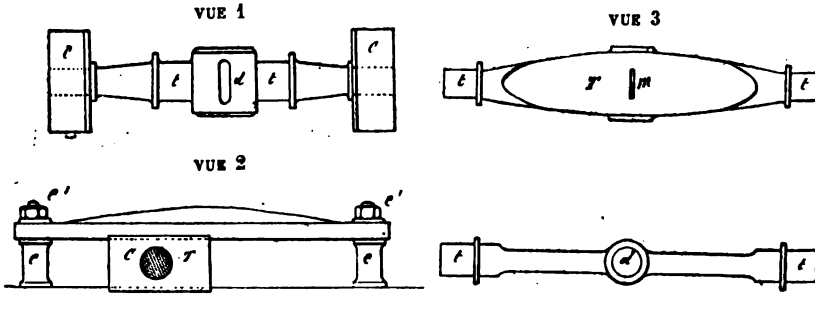


Fig. 237.

faces de la glissière de 1/3 à 1/2 de millimètre. Dans les machines à pilon et selon le constructeur, la glissière peut être formée par les bâtis qui supportent les cylindres ; la glissière est généralement entourée par un courant d'eau continu fourni par la pompe à air, ou par un arrosage continu spécial, l'eau arrive par la partie supérieure et s'évacue par la partie inférieure. Le graissage se fait par le haut et glisse de haut en bas le long de la

glissière : dans la partie inférieure de la glissière on a constitué un bassin dans lequel le patin vient tremper, et à l'aide d'une matière spongieuse, il graisse la glissière dans son mouvement de va-et-vient. Par le courant d'eau froide entre les deux cloisons qui forment la glissière, la température de cette glissière reste normale ; il est préférable d'employer ce mode de refroidissement à celui de l'arrosage direct, par l'eau de mer ; car il se forme des sels qui donnent lieu à un frottement dur et déterminant une usure assez prompte et du patin et de la glissière ; l'eau de mer, lorsqu'il n'y a pas production de savon, donne par elle-même un frottement assez dur que l'on a évité par la disposition indiquée. Le graissage à la partie supérieure doit être régulier ; on emploie quelquefois une sorte de peigne métallique dont chaque tige apporte sur la glissière une goutte d'huile ; les dispositions des machines montreront les moyens employés. Dans la figure 237 (vue 1), l'emmanchement de la tige à conduire est cylindrique avec embase appuyant sur la traverse *tt* et clavetée en *a*.

Menottes. — Lorsque les bielles sont de petites dimensions et généralement doubles, le plus souvent articulées par une de leurs extrémités à un balancier et à l'autre extrémité à la pièce à conduire qui est une traverse sur laquelle est fixée la tige de ladite pièce, on les appelle menottes ; cette application est faite pour la conduite des pompes à air. Dans les machines à balanciers on les appelait bielles pendantes.

Dans les nouvelles machines les têtes et les pieds des menottes sont à palier. Ces dispositions sont représentées dans les vues des machines.

PALIER

D. — Qu'est-ce qu'un palier. Quel est son but ?

R. — On appelle palier des pièces fixes qui ont pour but de servir d'appui et de guide aux arbres moteurs des machines, aux lignes d'arbres dont le dernier tronçon porte le propulseur, et enfin aux arbres multiples d'un atelier sur lequel sont fixées les diverses poulies qui transmettent le mouvement et l'effort aux diverses machines-outils.

D. — De quoi se compose l'ensemble d'un palier ?

R. — Le palier se compose de trois parties principales :

1° De la chaise et carcasse du palier ;

2° Du coussinet et de son mode de serrage ;

3° Du chapeau et des moyens de graissage.

Lorsque la chaise ne fait pas partie du bâti de la machine, le palier est fixé à l'aide de boulons qui fixent également le chapeau et les deux parties du coussinet qui sont séparées par des cales de différentes épaisseurs et servant à régler le serrage du coussinet en appliquant le même procédé que pour les bielles. Le godet graisseur est venu quelquefois de fonte avec le chapeau, ce godet reçoit l'huile, soit à la main, soit à l'aide d'un tuyau spécial dont le débit est réglé par un robinet placé sous la main. Dans le fond du godet est placée une mèche en laine composée de plusieurs fils sans être gênée dans le guide qui conduit l'huile, cette mèche est terminée par un plomb à l'une de ses extrémités qui lui permet d'être fixée au fond du godet.

Le godet est quelquefois rapporté si le chapeau est en acier ou en fer, et dans ce cas il est en bronze et vissé dans l'épaisseur du palier ; il porte un petit tube central légèrement recourbé et un peu évasé à son extrémité extérieure afin de supporter la mèche sans être gênée et de permettre l'imbibition de l'huile. La longueur de la mèche est suffisante pour être ensevelie autour du tube et reposer dans le fond du godet; la partie supérieure de la mèche qui pénètre dans le tube, est fixée à une petite broche en cuivre jaune terminée par un œil qui repose sur le tube directeur; cette petite broche a pour but de limiter la longueur de la mèche qui pénètre dans ce tube et en même temps par son œil qui repose sur ce dernier, d'empêcher la mèche de descendre et de toucher le mouvement.

Cette broche donne aussi la facilité de manœuvrer la mèche et de la graisser un peu plus abondamment en la trempant dans l'huile. Quand on doit arroser, il faut avoir soin de sortir les mèches, car l'eau aurait l'inconvénient de supprimer leur conductibilité. On doit visiter souvent les mèches, souvent elles cessent d'être conductrices par de l'huile qui aurait épaissi par la présence de la poussière ; au toucher et à leur aspect on reconnaît si elles sont encore propres à leur usage ; on peut les dégraisser en les lavant à la potasse ; mais il vaut mieux les remplacer quand elles ne semblent plus présenter les garanties de conductibilité. Il faut que la capillarité des mèches reste complète.

Les coussinets sont en bronze dont la composition a été donnée au chapitre alliage du Guide pratique des chaudières et dont nous donnons encore ici les métaux constituant cet alliage, savoir : cuivre, 90 à 95 parties; zinc, 10, 15, 20 parties.

Les bronzes les plus résistants sont des alliages composés de cuivre, de zinc et d'étain ; le plus tenace d'entre eux est composé de la manière suivante : cuivre, 54 à 58; zinc, 40 à 44; étain, 0,5 à 2,5. Ou encore 56 de cuivre, 42 à 43 de zinc, 1 à 2 d'étain.

Ces alliages présentent une ténacité extraordinaire et quand

ils ne contiennent ni trop de zinc, ni trop d'étain, ils ont une ductibilité amplement suffisante. Le bronze de l'amirauté anglaise dit « Naval Brass », contient environ 62 parties de cuivre, 1 d'étain et 37 de zinc; l'alliage Tobbins se compose de 58,22 parties de cuivre, 2,3 d'étain et 39,48 de zinc; l'alliage des États-Unis contient 88 parties de cuivre, 2 de zinc et 10 d'étain. Les bronzes phosphoreux et au manganèse sont aujourd'hui d'un emploi très répandu ; le premier contient une certaine quantité de phosphore, provenant d'un étain phosphoreux employé dans sa composition. Ce métalloïde a probablement une action épurante et de son emploi résultent généralement des moulages sains et homogènes ; on mélange aussi très fréquemment du plomb aux bronzes, l'addition modérée paraît avoir pour effet de diminuer le coefficient de frottement et les tendances aux échauffements ; l'addition au bronze d'une légère quantité de fer, spécialement sous la forme de ferro-manganèse, accroît sa ténacité dans la proportion de 1 à 3 ou 4 p. 100.

Les alliages du nom de Maximum Alloys sont des bronzes analogues dans lesquels une partie de l'étain est remplacée par du fer ; ils font preuve d'une grande ténacité et peuvent se travailler à chaud et à froid.

Le métal de Muntz est un des laitons qui donnent le meilleur résultat ; il se compose de 40 parties de zinc et 60 de cuivre. Certains constructeurs garnissent leurs coussinets qui peuvent être en bronze ou en fonte (palier Mazeline) d'une certaine épaisseur d'un métal dit antifriction. Cet alliage, suivant le constructeur, est composé de la manière suivante : 70 parties d'étain, 25 d'antimoine, 5 de cuivre ; ou 75 parties de plomb, 15 d'étain et 10 d'antimoine. Ce métal donne lieu à un frottement très doux, supporte l'arrosage, ne peut pas entourer les parties des pièces qu'il supporte ; le renouvellement de cette couche est une opération qui peut se faire par les moyens du bord qui possède les mandrins appropriés aux différents diamètres. Mais il craint les chocs, qui en raison de sa nature, le lamineraient ; il craint les échauffements et se met à l'état de fusion très promptement ; les pattes d'araignées sont bouchées et quand cet accident se produit on est obligé de laisser assez de jeu et d'arroser abondamment afin d'atténuer les chocs.

D. — Quels sont les différents paliers employés dans les machines ?

R. — Ces différents paliers sont :

1° Le palier ordinaire (fig. 238), employé pour les arbres moteurs des machines, et la ligne d'arbres ;

2° Le palier Mazeline (fig. 239) ;

3° Le palier du Creusot (fig. 240) ;

4° Le palier d'Indret (fig. 241) ;

5° Les paliers de butée ;

6° Les paliers et coussinets d'étambot.

Le mode de fixation des chaises des piliers varie avec la notion des carlingues. Avec des carlingues en bois, les chaises sont fixées par des vis à bois ; avec des carlingues en fer, elles sont fixées à l'aide de boulons.

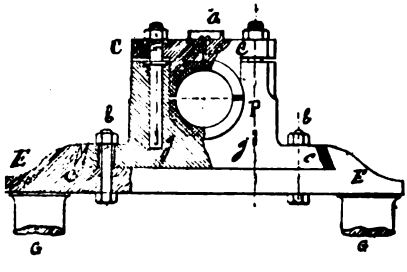
Les coussinets sont généralement composés de deux parties parfaitement ajustées sur le tourillon ; cet ajustage doit être fait avec le plus grand soin et avec la plus grande précision. Pour cet ajustage on fait usage d'ocre délayée dans de l'huile de lin et l'on en enduit légèrement la surface du tourillon, puis on fait tourner les parties du coussinet qui sont réunies par un collier autour du tourillon, on démonte les parties du coussinet et l'on examine les parties du coussinet qui sont recouvertes d'ocre ; on les gratte au grattoir, puis on les applique de nouveau sur le tourillon jusqu'à ce que toute la surface du coussinet soit régulièrement enduite d'ocre.

Selon la position du palier, la fente du coussinet peut être horizontale (fig. 238) ou verticale (fig. 241) ; ces deux parties du coussinet sont ajustées sur des cales dont une, d'une plus grande épaisseur que les autres, est dite cale mère et de trois ou quatre autres d'une épaisseur beaucoup plus faible de façon à ce qu'en enlevant une de ces cales, on puisse reprendre le jeu en excès et conserver celui qui est nécessaire au bon fonctionnement ; ces cales sont du clinquant d'une épaisseur de 1/5 de millimètre et quelquefois même un peu moins ; quand il y a du jeu par suite d'usure, on peut le reprendre en enlevant une de ces cales, sans craindre de produire un coincement du coussinet. Ces cales sont maintenues à poste à l'aide de trous percés à chacune de leurs extrémités et s'adaptant sur des prisonniers taraudés dans la partie fixe du coussinet. Le chapeau du palier est serré sur les cales de façon à ne former qu'un tour avec la partie fixe. Le coussinet peut avoir une forme extérieure polygonale qui l'empêche de tourner, ou une forme circulaire ; mais dans ce cas la partie du coussinet ajustée dans le bâti porte un trou dans lequel vient s'encastrer un téton fixé au bâti. Le coussinet porte des joues ou parties saillantes qui s'ajustent dans le chapeau et dans le bâti, ces joues l'empêchent de se déplacer longitudinalement ; les parties extérieures du coussinet qui portent sur le tourillon sont chanfreinées afin que l'huile qui arrive par la partie supérieure puisse être conduite par les pattes d'araignées et tomber dans la partie inférieure. Les boulons de fixation de la chaise et du chapeau sont munis d'écrous à embase taillée en adents dans lesquels vient s'engager un frein pour les empêcher de se desserrer ; la partie du chapeau portant des divisions qui représentent une certaine fraction du pas du boulon de serrage, en

faisant tourner l'écrou par rapport au repère *o* du chapeau, on aura un contrôle du serrage que l'on a opéré en enlevant une cale. Quelquefois, la partie extérieure de l'écrou est tournée en forme de cône et sur le contour on a pratiqué des découpures dans lesquelles s'engage une clavette noyée dans l'épaisseur du boulon. Ces découpures représentent également par leur écartement une certaine fraction du pas et par conséquent, comme avec les adents, en tournant l'écrou d'un certain angle on aura toujours la quantité dont on a rapproché les deux parties du coussinet.

Si les deux parties du coussinet sont verticales, au milieu de leur longeur est pratiqué un trou cylindrique correspondant avec la lumière du chapeau et aux pattes d'araignées pratiquées dans l'épaisseur du coussinet, disposées de telle façon qu'elles embrassent la plus grande partie du tourillon et que la surface de ce dernier soit complètement entourée d'une couche d'huile lubrifiante.

Si le coussinet a une certaine longueur, il est percé de deux trous pour faciliter l'arrivée de l'huile. Dans la partie inférieure du coussinet, on pratique souvent une rainure longitudinale dont les extrémités communiquent avec celles des pattes d'araignée et servent à constituer un petit bassin d'huile lubrifiant le tourillon et à recevoir les corps étrangers provenant du milieu environnant des organes (fig. 221).



1° Type de palier pour arbre moteur et ligne d'arbre (fig. 238). — Il se compose du corps P du palier fixé par sa semelle et par les boulons *bb*, soit à un entablement EE, soit à une plaque de fondation et même par des vis V aux carlingues si le navire est en bois; sur l'entablement ou sur la plaque de fondation, il peut exister des espaces libres dans l'encastrement de la partie fixe ou semelle du palier; ces espaces libres sont remplis par des cales *cc*, les trous de la semelle sont ovalisés et si l'on veut pour une rectification de la position de l'arbre porter ce dernier soit sur la droite, soit sur la gauche, il suffira donc de dimi-

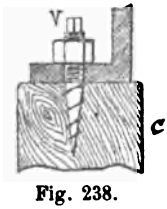


Fig. 238.

nuer l'une des cales et d'augmenter l'autre de la même quantité pour porter l'arbre à la position voulue. Cette disposition permet de rectifier la position de chaque palier et par conséquent le parallélisme de l'arbre. Le chapeau du palier porte le godet grais-

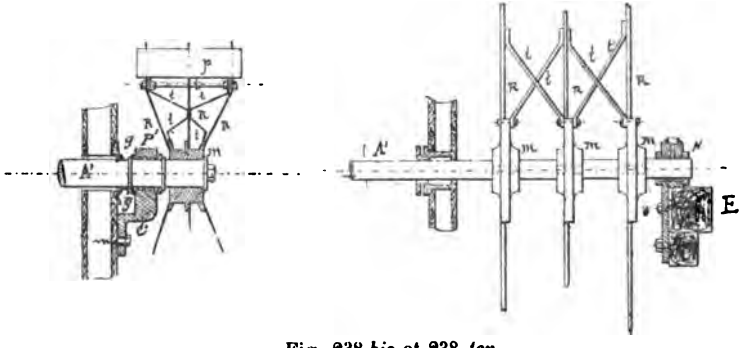


Fig. 238 *bis* et 238 *ter*.

seur, si le chapeau est en fonte, il peut être venu de fonte avec le chapeau ; ce godet est quelquefois divisé en deux compartiments par une cloison afin que dans un compartiment on puisse y faire

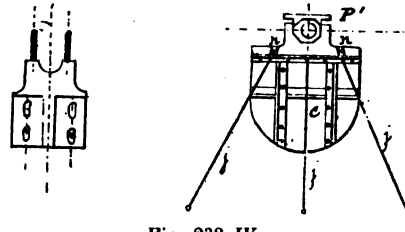


Fig. 238 *IV*.

couler un petit filet d'eau et dans l'autre y mettre l'huile et la mèche de graissage ; les boulons *bb* de fixation du chapeau qui s'encastre dans le corps du palier sont retenus à l'aide de clavettes *g*. Ce palier peut varier dans sa forme, mais le principe général reste le même, selon le mode de fixation, on peut simplement ovaliser les trous de la semelle.

Paliers des arbres auxiliaires des roues. — Ces paliers représentés par les figures 238 *bis* et 238 *ter*, se composent d'une chaise C fixée à la coque soit à l'aide de vis, soit à l'aide de boulons, selon que la coque est en bois ou en fer ; ou même cette chaise peut être rivee sur la coque (fig. 238, IV).

2° Palier Mazeline (fig. 239). — Il se compose de deux coussinets C et C′ en fonte de fer antifrictionnés et logés dans un évidement formé par les bâtis B*t*, reliés aux oreilles des cylindres à vapeur, et B *t*, reliés aux condenseurs ; ces bâtis reposent sur la plaque de fondation P*f* avec laquelle ils sont boulonnés ; le cha-

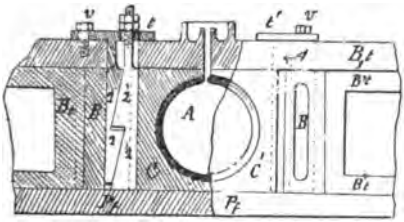


Fig. 239. — Vue 1.

peau du palier est formé par le bâti B,*f* supportant l'arbre des tiroirs (voy. la disposition planche 2). La partie C′ du coussinet est maintenue par les deux clavettes 1, 1 d'égale épaisseur sur toute leur longueur et le bloc en fonte B, B emprisonné dans le bâti B*t* et

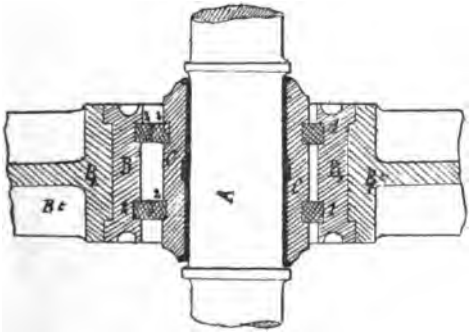


Fig. 239. — Vue 2.

maintenu d'autre part par les clavettes 1, 1 ; la partie C du coussinet qui est la partie mobile, est rapprochée au serrage voulu contre l'arbre à l'aide des deux clavettes doubles 2 2, 2′ 2′ ajoutées en traits de Jupiter et glissant par leurs plans inclinés l'une sur l'autre ; la clavette 2 2 est fixée au bâti par une vis *v*, elle porte une plaque percée d'un trou *t* ovalisé dans lequel passe la partie cylindrique et filetée de la clavette mobile 2′ 2′, la clavette 2, 2 prend également comme la clavette 1,1 du coussinet C′ dans un bloc B encastré de même dans le bâti B*t*. Comme les parties *c* et *c*′

du coussinet n'ont pas de joue pour les retenir dans le sens longitudinal, c'est la disposition des clavettes et des blocs qui les rendent fixes dans ce sens. Le serrage de la partie C du coussinet s'explique clairement par la vue de la figure 329, vue 1. Pour serrer le coussinet il faut faire monter la clavette 2'2' en desserrant le contre-écrou *e'* et en serrant l'écrou *e*; le pas de la partie filetée de la clavette 2' 2' étant connu, ainsi que l'élargissement que prennent les clavettes en glissant l'une sur l'autre, on saura donc facilement le serrage que l'on aura produit en dixièmes de millimètre quand on aura tourné l'écrou *e* d'une certaine quantité. Les godets graisseurs des paliers sont venus de fonte avec les bâtis que portent l'arbre des tiroirs ; les parties *cc'* du coussinet sont serrées sur cales, ces cales sont supportées par des petits tenons vissés dans une des parties du coussinet, les lumières pour le passage de l'huile sont pratiquées sur les parties *c* et *c'* du coussinet. Quand par suite d'échauffement on devait desserrer les parties du coussinet, il fallait dévisser les écrous *ee* et frapper sur la tête de la clavette mobile 2' 2', elle tombait de la hauteur libre entre le fond du bâti et de celle *h* entre les deux plans inclinés ; mais si l'échauffement n'avait pas attiré immédiatement l'attention, par suite de la dilatation des parties du coussinet il était impossible d'obtenir le moindre desserrage ; il fallait donc arroser abondamment pour essayer d'enrayer l'échauffement, mais l'antifriction fondait souvent, et il fallait ralentir la vitesse. Pour rendre facile le démontage de ces paliers, il fallait souvent sortir les clavettes 1 1 fixes qui pouvaient s'oxyder dans leur encastrement. Pour démonter ce palier, il fallait légèrement soulager l'arbre moteur à l'aide d'un vérin afin qu'il ne porte plus sur la partie inférieure des coussinets ; puis cela fait, sortir la clavette 1 1, désemparer le bloc B_1 du bâti $B_1 l$, sortir le bloc à l'aide de tire-fond ; puis écarter la partie C, du coussinet de façon à ce qu'elle désempare l'embase de l'arbre, puis placer le tire-fond et la dégager complètement et faire de même pour l'autre partie du coussinet. On faisait tomber la clavette 2' 2' et l'on sortait les deux clavettes à la fois. L'ensemble du palier était très solide ; mais en cas d'échauffement et de visite il n'était pas sans inconvénient, que l'on pouvait éviter en rendant sa visite plus facile par le bon entretien de toutes ses parties et spécialement de celui des clavettes. Il fallait une grande propreté dans les godets graisseurs et dans la disposition des mèches, régler le serrage à 1/3 de millimètre et prendre des jauges sur toutes les embases de l'arbre avec des parties fixes des bâtis et s'assurer du parallélisme constant de l'arbre.

3° **Le palier du Creusot** (pour machine horizontale, fig. 240). — Dans cette disposition, le bâti de la machine forme le corps du

palier ; les deux parties *k* et *k'* du coussinet qui peuvent être en bronze ou en fonte antifrictionnée sont logées dans un évidement de forme trapézoïdale. Les pans extérieurs des parties des coussinets sont verticaux, contre ces pans viennent appuyer des blocs *h* et *h'* taillés en forme de coins sur leurs faces extérieures appuyant contre les faces intérieures de même forme que l'évidement. Le coin *h'* est fixe et le coin *h* est mobile, ces deux coins sont traversés par des boulons *b* et *b'* terminés par des embases *m* et *m'*, ces boulons ont du jeu dans leur passage dans les coins, ils traversent en même temps des vis VV taraudées dans l'épaisseur du chapeau C. Ces vis sont munies de contre-écrous *e* et C. Les boulons *b* et *b'* empêchent les blocs *h h'* de descendre et par conséquent de serrer les parties du coussinet ; la vis V sert à faire descendre B, et V' simplement à appuyer *h'* et *k'* puisque le boulon *b'* repose sur la base de l'évidement. Dans ce palier, le coin *h'* une fois réglé, reposant sur l'embase *m'* du boulon *b'*, la partie *k'* du coussinet est fixe.

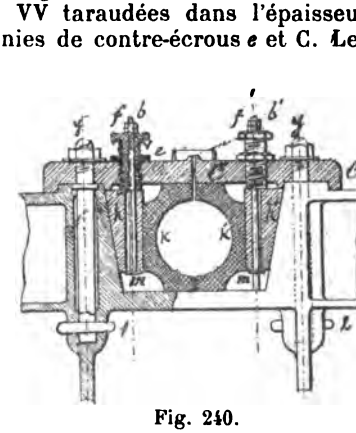


Fig. 240.

Pour rapprocher la partie *k'* qui est seule mobile, il suffira de desserrer l'écrou *f* du boulon *b*, de serrer la vis V de la quantité convenable, quantité que l'on apprécie à l'aide d'un pied à coulisse. Avec une connaissance exacte du pas de cette vis, ou de sa hauteur au-dessus du palier, il sera toujours possible d'apprécier d'une manière rigoureuse, le rapprochement que l'on obtiendra dans la manœuvre de V. Dans ces serrages d'où dépend le bon fonctionnement de la machine, on ne saurait apporter trop de précautions, rien ne doit être fait à peu près et il faut bien se garder de faire des serrages aux différents paliers, sans considérer la position actuelle de chacun par rapport à des repères qui auront été pris au moment du montage, et donnant la vraie position que l'arbre doit conserver, il doit rester perpendiculaire aux tiges des pistons et ces dernières avec l'axe des bielles ne former qu'une ligne droite. Le chapeau C qui appuie sur la face plane du coussinet est fixé à l'aide des boulons *y* et *y'* fixés aux bâtis par les clavettes 1 et 2 ; comme il est indiqué par la figure 240, le chapeau porte une collerette extérieure qui s'emboîte exactement dans une partie préparée du bâti, cette collerette sert à rendre fixe le chapeau et à rendre toutes les parties solidaires les unes des autres ; le démontage était facile, mais encore fallait-il, par

des visites faites à temps voulu, vérifier l'état des coins et des vis.

4° Le palier « Dupuy-de-Lôme » ou d'Indret. — Ce palier représenté par la figure 241 est formé comme les deux derniers par les bâtis qui supportent l'arbre moteur et celui des tiroirs; son chapeau qui est en fer forgé, appuie la partie C du coussinet à l'aide des boulons BB et des écrous EE appuyant sur le chapeau, ces écrous sont terminés par une embase circulaire sur laquelle sont pratiqués des adents dans lesquels viennent s'engager l'extrémité d'un linguet frein *f*; la partie C extérieure du coussinet est appuyée sur des cales de différentes épaisseurs; la partie intérieure C' du coussinet s'engage dans un tenon *t* fixé au bâti, ce tenon fixe C'. Connaissant le pas des boulons BB et le nombre des adents qui doit correspondre à une position exacte en parties de millimètres, il est donc facile de connaître la valeur du serrage que l'on fait. Si l'on veut faire une rectification complète du serrage de chaque palier et vérifier le parallélisme de l'arbre par rapport aux cylindres, il faut enlever toutes les cales des coussinets puis faire un serrage à bloc, cela avec les jauges du montage, vérifier si toutes les distances de l'arbre aux points de repères sont bien égales, si non, placer des cales sous la partie fixe des coussinets, de façon à ramener chaque partie du coussinet à la même distance horizontale et en faire autant pour la distance verticale.

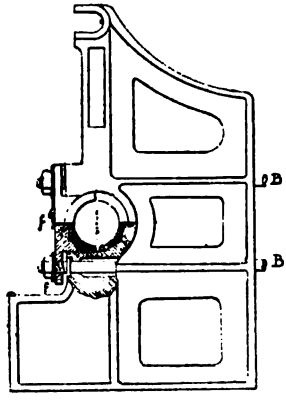


Fig. 241.

Il faut que l'arbre, ou son axe plutôt, soit confondu avec l'axe des cylindres dans le sens vertical et dans le sens horizontal, qu'ils soient dans le même plan et que la distance des repères prise avec de jauges soit la même partout; il faut que l'axe de l'arbre soit perpendiculaire à l'axe des cylindres afin de prévenir les échauffements.

Lorsque la disposition de la machine le permet, on peut encore vérifier le serrage des coussinets par l'écrasement du plomb. Les jauges de montage doivent être soigneusement conservées, dans les vérifications des positions des organes, avec elles on a des données fixes. La position de l'arbre doit toujours être ramenée à sa position primitive.

PALIER DE BUTÉE ET LIGNE D'ARBRES

D. — Qu'est-ce que le palier de butée, son but ?

R. — On appelle palier de butée, un palier spécial ayant une double fonction : 1° comme tous les paliers il doit servir de guide à l'arbre ; 2° il doit supporter la poussée qui lui est communiquée par l'hélice par l'intermédiare d'une série d'arbres, formant ce que l'on désigne sous le nom de ligne d'arbres, quand la machine tourne dans le sens avant et supporte la traction de l'arbre lorsque la machine marche en R. Cette poussée ou cette traction se traduit par une pression assez considérable par centimètre carré sur les faces des gorges circulaires qui constituent l'ensemble du palier dont nous allons donner la description.

C'est par l'effet de cette poussée ou de cette traction que l'écrasement et le déplacement de la matière cherche à se produire. Dans la construction d'un palier de butée on doit donc tenir compte d'autres considérations que celles qui sont observées pour les paliers ordinaires. La poussée ou traction, produisant sur les collets de l'arbre et sur les faces des gorges circulaires une pression qui ne devra pas dépasser un certain nombre de kilogrammes par centimètre carré, si l'on ne veut pas s'exposer à un laminage de la matière, à son déplacement et à l'obstrution des lumières lubrifiantes, et comme conséquence à des échauffements. Il faut donc tenir compte du nombre de collets que devra porter l'arbre de leur hauteur ; il faut que par sa construction, le graissage soit facile et abondant et que l'eau puisse y arriver et circuler autour du palier dans une espèce de chemise.

La première disposition des paliers de butée est représentée par la figure 242, vues 1 et 2 ; elle se compose de deux parties P*f* et P'*f*, réunies entre elles par une série de prisonniers *b* taraudés dans la partie inférieure P*f* ; cette partie P*f* est fixée solidement au bâtiment d'abord par un emboîtage E avec une pièce solidement chevillée ou rivetée au bâtiment, et ensuite par une série de vis ou de boulons. La partie P*f* est donc liée au bâtiment, la partie P*f* constitue le chapeau du coussinet ; ces deux parties se serrent sur cales afin de pouvoir reprendre l'usure dans le sens de la hauteur et aussi pour compléter le cylindre et former un tout étanche entre le chapeau et la partie inférieure et que l'eau et l'huile qui entrent par des conduits de droite du graisseur G, puissent sortir par les mêmes conduits de gauche. Nous pouvons définir le palier de butée de la manière suivante : palier composé de plusieurs gorges circulaires dans lesquelles tournent des couronnes de même forme venues de forge avec l'arbre, ces couronnes transmettant sur les faces des gorges la pression

transmise par l'arbre. Le chapeau *c* porte un bassin longitudinal G divisé en deux parties par une cloison médiane, dans chacune des parties de G sont percés des trous qui correspondent avec chaque collet ; dans ceux de droite, on place des mèches lubrifiantes comme pour un graisseur ordinaire et dans l'autre on fait arriver, s'il y a lieu, un léger filet d'eau, ou quelquefois on se contente d'en faire couler légèrement sur le chapeau et aux deux extrémités du palier ; l'eau et l'huile forment une pâte blanche onctueuse qui est l'indice d'un bon fonctionnement. Les gorges pratiquées dans les deux parties du palier sont antifrictionnées

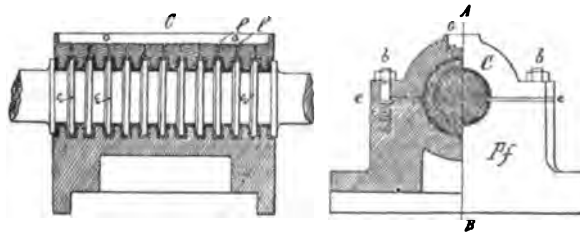


Fig. 242. — Vues 1 et 2.

et à la partie inférieure de ces cannelures et dans l'épaisseur de l'antifriction sont pratiquées des petites rainures circulaires pour faciliter la circulation de l'huile et de l'eau et lubrifier constamment les collets ; il y a même souvent des petits conduits verticaux remplis d'huile où se trempent les collets en passant. Les collets de la butée ne sont pas coupés droits, on voit sur la figure 242 qu'ils sont légèrement inclinés du côté de la marche A/ afin de présenter une plus grande épaisseur augmentant leur résistance à la base. Des modifications ont été apportées à cette première disposition ; on a d'abord empêché, comme nous le verrons à ce que les collets de l'arbre portent dans le fond des gorges ; puis en vue des déformations du bâtiment, on a placé le palier sur des tourillons oscillant sur des flasques solidement reliées au bâtiment.

La figure 243, vues 1, 2 et 3, représente la disposition dite à canon, à cause de sa ressemblance avec celle des canons, oscillant également autour de deux tourillons TT venus de fonte avec chacune des parties du palier. Le palier proprement dit se compose de deux parties verticales portant les mêmes gorges que le précédent et réunies par une série de boulons *bb*, chacune de ces parties porte à sa partie supérieure deux bassins G ; dans l'un est placé l'huile, dans l'autre circule un petit filet d'eau ; s'il est nécessaire, des trous correspondent avec chaque collet. La partie fixe P*f* servant de plate-forme aux deux flasques F et F' est solidement

reliée au bâtiment, elle repose sur un massif spécial consolidé et présentant toutes les garanties de solidité ; cette partie P*f* s'encastre également dans le massif à l'aide des nervures *nn*, et maintenue encore par une série de vis *vv* vissées dans le massif; ces modes de fixation se rapportent toujours aux constructions en bois, comme nous le verrons, avec les coques rigides en fer ou en acier fortement armées par des fers à T dans ces parties, et où toute déformation n'est plus à craindre, on est presque revenu à la première disposition.

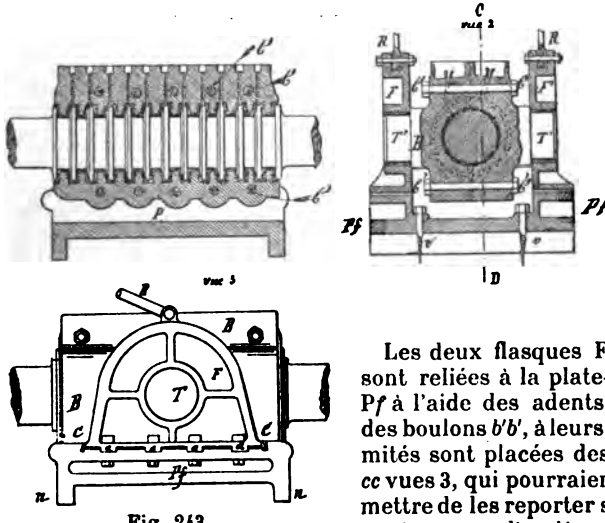


Fig. 243.

Les deux flasques F' et F¹ sont reliées à la plate-forme P*f* à l'aide des adents *aa* et des boulons *b'b'*, à leurs extrémités sont placées des cales *cc* vues 3, qui pourraient permettre de les reporter sur l'avant ou sur l'arrière ; mais cette opération serait assez longue ; il faudrait ovaliser les trous des boulons *b'b'* et toucher sur tous les adents dans le sens des cales *cc*. Il faut absolument conserver à l'arbre moteur sa position ; il ne faut pas que l'usure du palier de butée puisse se reporter sur cet arbre, le but de ces cales était donc celui-là ; le déplacement de l'arbre moteur sur l'avant, change complètement la position de ses portées, et par conséquent celles des bielles et des tiges des pistons ; tout devient gauche, les échauffements de ces pièces se produisent et les presse-étoupe des tiges des pistons fuinent. Ce cas s'était présenté sur un transport de Cochinchine dont la traversée a été longue et pénible à la suite d'un déplacement important de l'arbre sur l'avant. Pour donner plus de solidité à l'ensemble du palier la partie supérieure des flasques est encore reliée au massif arrière du bâtiment à l'aide de tirants RR à ridoirs ; les trous des flasques

dans lesquels oscillent les tourillons de la butée sont garnis de douilles en bronze faisant l'office de coussinet ; dans le fond des gorges sont pratiquées les mêmes rainures que dans l'installation précédente.

Palier d'Indret (fig. 244). — L'usine d'Indret a apporté dans la constructoin de ses paliers de butée la deuxième modification que nous avions indiquée, c'est-à-dire d'empêcher le contour extérieur des collets de porter dans le fond des gorges, et pour obtenir ce résultat (fig. 244) la partie du palier portant les gorges à été prolongée des deux parties A et A' servant de palier ordinaire à l'arbre qui a alors ses deux parties *pp*, pour le supporter et empêcher ainsi

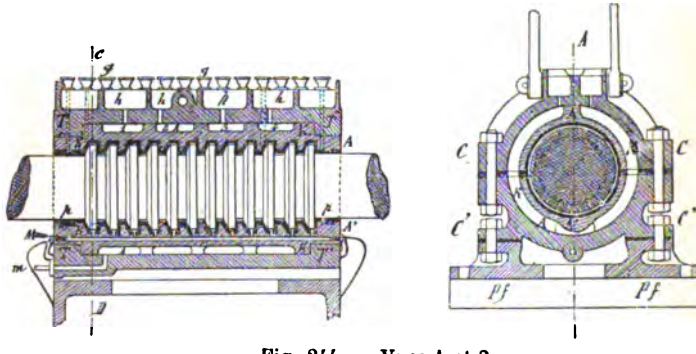


Fig. 244. — Vues 1 et 2.

les collets de porter dans le fond des gorges. L'immeuble du palier de butée se compose aussi d'une plate-forme P*f* solidement fixée au navire, puis des deux parties C et C' reliées entre elles par des boulons et serrées sur cale, puis reliées à la plate-forme par une autre boulonnage.

L'intérieur des deux parties C et C' a été alésé pour recevoir un coussinet en bronze KK dans lequel sont pratiquées les gorges des collets ; ce coussinet, comme il est indiqué par la figure 244, vue 2, porte des armatures circulaires *nn* dont les deux extrêmes viennent buter contre les fortes saillies, TT venues de fonte avec les parties C et C'. Comme on peut le remarquer sur les vues 1 et 2, il existe à la partie supérieure des godets graisseux *ggg* amenant l'huile sur les collets et elle s'échappe par un conduit commun *m* pratiqué à la partie inférieure ; l'eau est répartie dans les compartiments *hhh*, et par les conduits 1,2,3,4, elle circule à l'extérieur du coussinet puis elle s'échappe par le conduit commun *m*. Les nervures *n'n* étant percées, l'eau peut circuler librement. L'ensemble du palier est consolidé par des tirants à ridoirs. Ce palier

a donné lieu à d'excellents résultats, il n'a jamais donné lieu par son emploi au moindre échauffement, le graissage s'opérant dans d'excellentes conditions, il ne se produisait qu'une usure insensible et par conséquent pas de transport de l'arbre sur l'avant et excellent fonctionnement des organes de la machine.

Palier de butée du « Condor » (fig. 245). — Sur le contre-torpilleur le *Condor* dont les appareils ont été construits en Angleterre, les collets CCC de l'arbre portent sur des rondelles RRR, logées dans des rainures pratiquées dans l'épaisseur du coussinet. Le graissage des rondelles R et des collets CCC se fait par le godet longitudinal G et par les mèches *m* engagées dans des tubes *t* disposés comme dans des graisseurs ordinaires ; l'eau circule autour du coussinet par les tubulures *oo* et dans le sens des flèches ; des fortes vis VV permettent de rectifier la position du palier et de compenser l'usure.

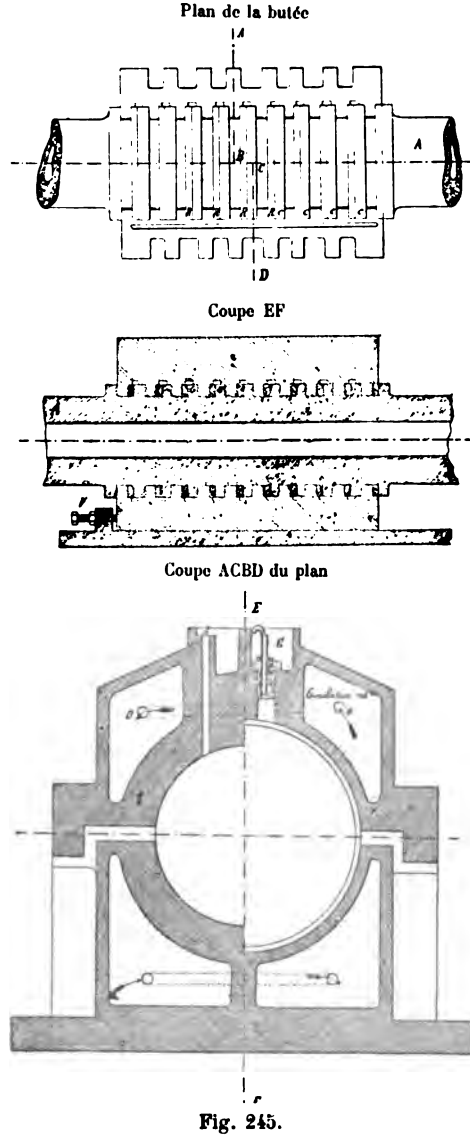


Fig. 245.

Le fonctionnement de ce palier de butée a été toujours satisfaisant et le démontage en est facile, on peut changer les rondelles en cas de grippures.

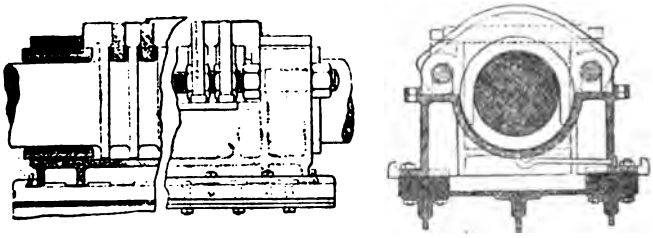


Fig. 246, vues 1 et 2. — Palier de l'*Isly*.

La figure 246, vues 1 et 2, représente la butée à collets mobiles employée sur le croiseur l'*Isly*.

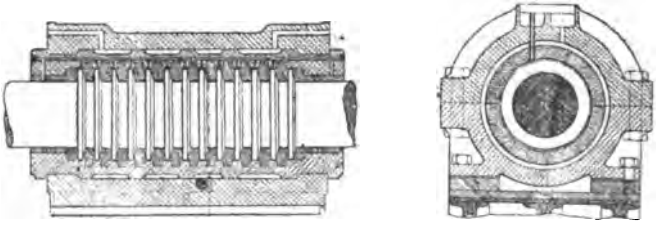


Fig. 247, vues 1 et 2. — *Neptune*.

La figure 247, celle du cuirassé *le Neptune*.

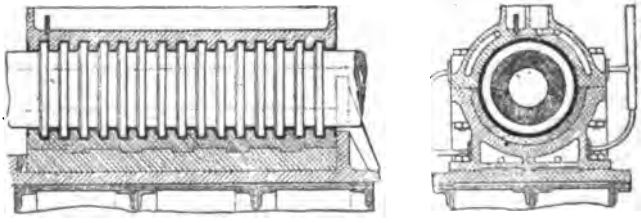


Fig. 248, vues 1 et 2. — *Magenta*.

La figure 248, celle du *Magenta*.

La figure 249 représente la disposition du Creusot.

Dans ce palier le coussinet est également en bronze et antifrictionné, il est fixé par des adents à une pièce logée dans une

pièce spéciale solidement fixée au navire, à l'aide de cales placées sur l'avant et sur l'arrière doubles, on peut rectifier sa position, la butée par elle-même n'est qu'un tronçon d'arbre reliée par des tourteaux TT' à d'autres arbres composant la ligne d'arbres.

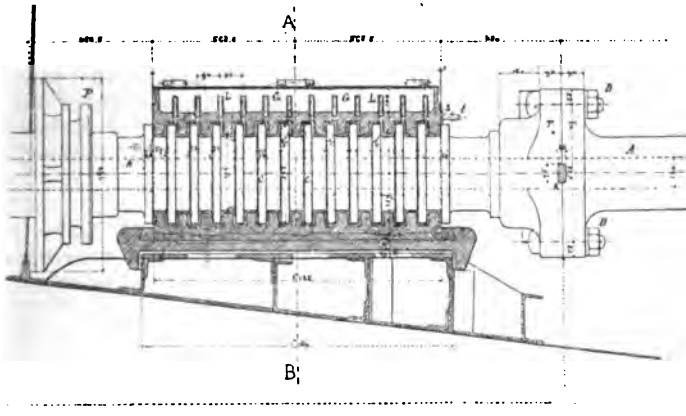


Fig. 249. — Vue 1.

Le graissage, ainsi qu'il est indiqué par la figure 249, se fait par le godet G et les lumières LL débouchant sur les collets et dans des

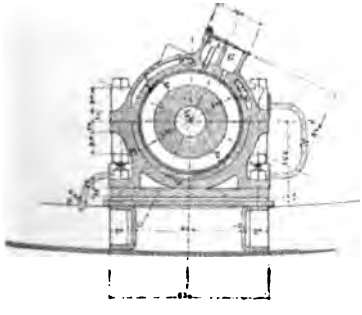


Fig. 249, vue 1. — Coupe AB.

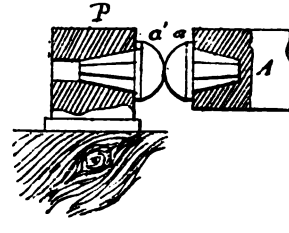


Fig. 250.

conduits verticaux pratiqués dans l'épaisseur de l'antifriction, le contour extérieur et la face verticale des collets sont donc toujours en contact avec l'huile ; une circulation d'eau se fait par le tuyau *t* (vues 1 et 2).

Sur les anciens appareils avec engrenages pour transmission de mouvement à l'arbre de l'hélice, la butée se faisait sur deux

demi-sphères en métal dur, soit en fonte blanche ou en acier; une de ces demi-sphères était encastrée sur le bout de l'arbre porte-hélice et l'autre qui recevait la poussée était fixée sur une traverse fixée au bâtiment. Pour la marche R c'était l'extrémité de l'arbre porte-hélice qui appuyait contre le fond du coussinet d'étambot.

L'usure est progressive dans les paliers de butée et dépend de la nature du métal et de la modification qu'il peut subir à la suite d'un échauffement; si on l'arrose, il faut observer que l'eau ne soit pas chargée de matières terreuses. On remplace l'antifriction quand les coussinets ont un jeu de 4 millimètres à 5 millimètres au maximum.

Palier et coussinet d'étambot. — Ce palier (fig. 25) repose sur une chaise C*h* en bronze s'encastrant dans la partie arrière du bâtiment; elle est solidement fixée à l'aide de chevilles en cuivre

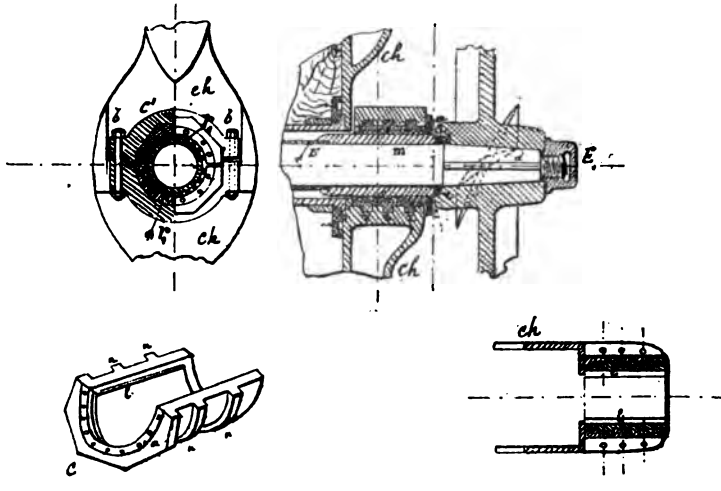


Fig. 251. — Vues 1 et 2.

rouge rivetées. Cette chaise porte à sa partie inférieure des cannelures circulaires creuses *rrr* dans lesquelles viennent s'ajuster des saillies de même forme venues de fonte avec le coussinet, la surface extérieure du coussinet est de forme polygonale, l'empêchant de tourner ; le chapeau à la même forme, il est fixé à la partie inférieure a l'aide de boulons *bb*, munis d'écrous. Dans la partie intérieure du coussinet complet sont pratiquées des rainures longitudinales à base trapézoïdales dans lesquelles sont

emmanchées des lames de même forme en gaïac *rrr* qui remplissent la plus grande partie du pourtour, laissant cependant généralement entre elles des petits intervalles dans lesquels l'eau peut pénétrer et lubrifier l'arbre en remplacement de l'huile; l'eau sur le gaïac donne lieu à un frottement doux; l'arbre, dans sa portée, porte une chemise en bronze afin d'établir un frottement doux et prévenir toute oxydation.

Avant de placer les lames en gaïac, il faut avoir soin de les faire séjourner dans l'eau pendant au moins quarante-huit heures afin de prévenir leur gonflement qui existerait en les mettant à l'état sec, à leur premier contact avec l'eau, et malgré cette pré-

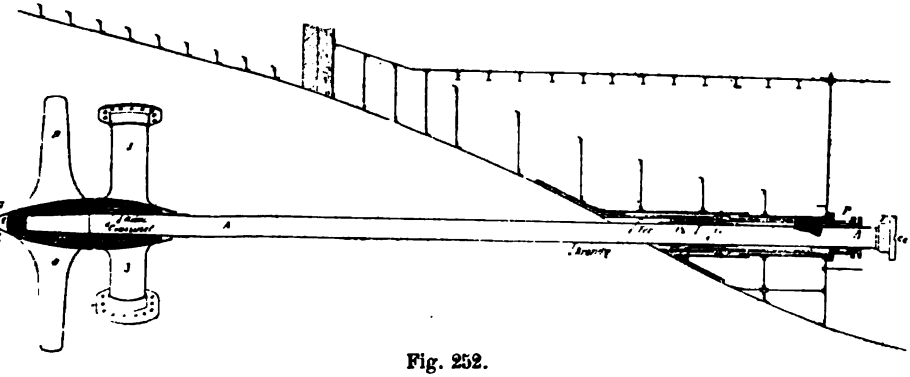


Fig. 252.

caution, on laisse toujours 1 millimètre de jeu entre le coussinet et l'arbre afin d'éviter l'effet produit par ce gonflement. L'arbre porte-hélice est protégé sur toute sa longueur par une chemise en cuivre rouge, E s'encastrant avec la chemise en bronze *m*; pour assurer l'étanchéité entre *m* et E, on rabat au matoir E sur *m*, et on fait une garniture à l'étain; il faut de toute nécessité prévenir l'infiltration de l'eau de mer entre ces chemises et l'arbre, si l'on veut éviter l'oxydation de l'arbre qui se produirait d'une façon continue et amènerait une diminution progressive de ce dernier. Le moyeu de l'hélice présente également sur sa face intérieure une cannelure *a* dans laquelle on introduit une rondelle *r* en caoutchouc ou quelquefois du minium en excès, en serrant l'hélice dans son emmanchement sur l'arbre, on prévient toute infiltration d'eau entre le moyeu de l'hélice et l'arbre, l'écrou E_1 de fixation de l'hélice appuyé également sur une rondelle *r'* en caoutchouc ou sur un matelas en minium.

L'emmanchement de l'hélice se fait à l'aide de deux clavettes longitudinales, quelquefois d'une simple clavette transversale et d'un écrou pour assurer l'étanchéité extérieure; les bouts de la

clavette transversale sont recouverts par des plaques fixées sur le moyeu à l'aide de vis et formant joint étanche. L'écrou E, comme on le voit sur la figure 251, est fermé et laisse une chambre libre permettant de le serrer et dans laquelle se loge l'extrémité de l'arbre. Dans ces coussinets à lamelles en gaïac, on empêche ces dernières de sortir à l'aide d'une rondelle en cuivre jaune fixée à l'aide de petites vis taraudées dans la joue du coussinet.

Sur les navires à deux hélices, les arbres porte-hélices étant très longs, ils sont supportés dans leur longueur par des chaises J en fer ou en acier rivetées à la coque et portant un palier d'appui garni également de lamelles en gaïac; la figure 252 représente la disposition employée par le Creusot, le palier R est supporté par des jambes de force.

Palier et coussinet de l'arbre porte-hélice du « Redoutable ». — Ce coussinet, comme l'indique la figure 253, est en bronze composé de trois parties 1,2,3, portant extérieurement des nervures *nn* circulaires s'emboîtant dans les rainures circulaires de même forme pratiquées dans la chaise d'étambot et dans le chapeau. L'inté-

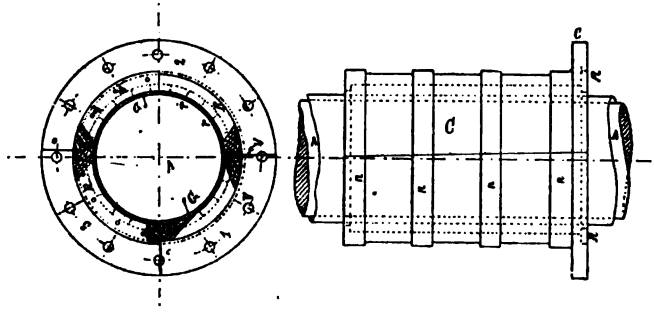


Fig. 253.

rieur du coussinet qui est en bronze est garni de bandelettes en gaïac laissant entre elles des petits vides longitudinaux *r r r* obtenus par l'abattement des arêtes des bandelettes.

Les trois parties du coussinet s'encastrent les unes dans les autres, et elles sont fixées à la chaise de l'étambot par les vis VV. Une rondelle RR composée de deux parties fixées à l'aide de vis *vv*, vissées sur la face arrière du coussinet empêchant les bandelettes de sortir. Pour opérer le démontage de ce coussinet, il faut commencer par enlever la partie supérieure, et dans le remontage, c'est la dernière à remettre en place. C'est la partie inférieure qui doit être enlevée la dernière et remise en place la première; on soulage l'arbre avec un vérin.

LIGNE D'ARBRES

La ligne d'arbres représentée par la figure 254, vues 1,2,3,4,5, se compose généralement des tronçons suivants :

1° A, arbre moteur ou vilbrequin ou à manivelles ;

2° A_1, arbre suspendu ou à la cardan ;

3° A_2, arbre intermédiaire ;

4° A_3, arbre porte-hélice.

Mais comme nous l'avons déjà fait remarquer, sur les croiseurs et les nouveaux cuirassés à deux et à trois hélices, les lignes d'arbres sont augmentées de nouveaux tronçons réunis par des manchons, chaque bâtiment peut présenter des modifications dans ses dispositions extérieures lesquelles sont indiquées sur le registre descriptif. Mais ces changements d'installation ne modifient pas les dispositions généralement admises.

L'arbre moteur A est terminé à sa partie arrière par une fourche *f*, cette fourche peut venir de forge avec lui ou rapportée à l'aide de clavettes; dans chacune des branches de la fourche est emmanchée une soie S coniquement et serrée par un fort écrou portant à sa base une partie cylindrique noyée dans l'épaisseur de la fourche, l'arbre A_1, dit arbre suspendu, porte une fourche à chacune de ses extrémités et semblable à celles de l'arbre moteur, sur chaque branche de ces fourches sont fixées les mêmes soies que celles de l'arbre moteur; sur chacune de ces soies est emmanchée une douille *d* en bronze terminée par une embase portant sur la face extérieure de chaque fourche. Liaison des tronçons d'arbres par le moyen de fourches.

Comme nous l'avons dit, chaque branche de fourche est munie d'une soie sur laquelle est emmanchée une douille en bronze.

Pour relier les arbres entre eux, en commençant par l'arbre moteur A et la première extrémité de l'arbre suspendu A_1; on place, par exemple, la fourche *f* de l'arbre moteur horizontalement, puis on place entre les deux branches de cette fourche et verticalement la première fourche de l'arbre suspendu de manière à ce que les quatre soies soient parfaitement dans le même plan vertical et forment un quadran.

Ainsi préparé, on réunit les quatre soies par deux disques ou couronnes en fer ou en acier portant chacune la moitié du logement des douilles en bronze; ces deux couronnes ajustées sur les quatre douilles et reliées entre elles par des boulons dont les têtes et les écrous de fixation sont noyés dans l'épaisseur des disques, reliant les deux fourches et les extrémités des arbres. On procède de la même façon pour la liaison de l'extremité R de l'arbre suspendu avec l'arbre A_2 en ayant soin par la construc-

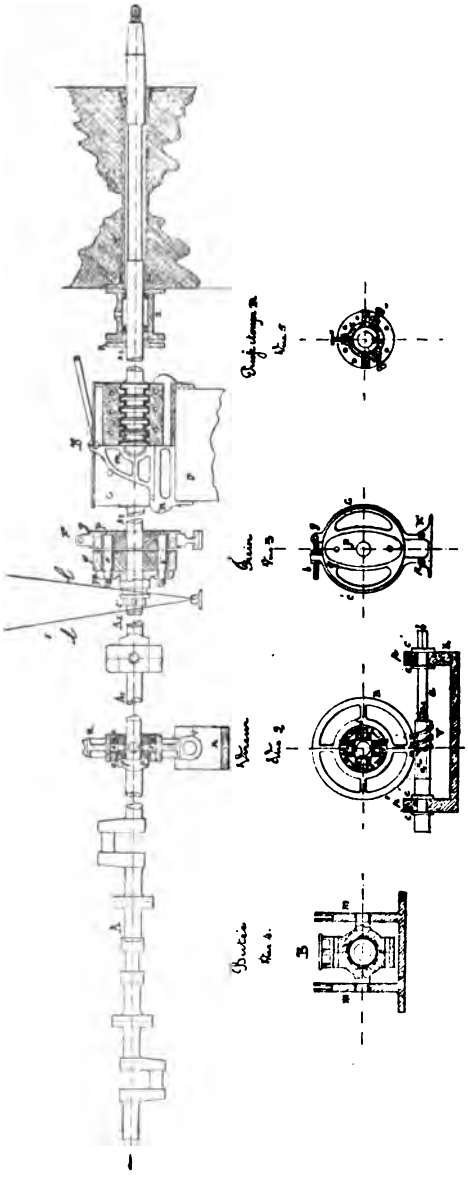


Fig. 254.

tion des fourches d'en avoir une horizontale et l'autre verticale afin de permettre à cet arbre dit suspendu, dit à la cardan de pouvoir se prêter à des petits dénivellements des autres sans que les organes de la machine motrice puissent participer à ce mouvement. Par cet arbre articulé on comprend facilement qu'il puisse se produire un petit défaut de parallélisme dans les axes des tronçons A_2, A_3 sans que pour cela l'arbre moteur puisse s'en ressentir; il peut donc y avoir un petit affaissement de la ligne d'arbre, ou un mouvement de droite à gauche sans influencer l'arbre de la machine. Ce joint ou cette liaison est appelé joint à la cardan.

Sur l'arbre suspendu ou sur l'arbre moteur ou même sur le tronçon Az intermédiaire est fixé le viseur; dans notre disposition, il est placé sur le premier joint à la cardan de l'arbre suspendu. Ce mécanisme qui est mu soit à bras, soit à la vapeur, sert à virer la machine lorsqu'il y a des visites à opérer, des démontages à faire et à changer les portages des tiges dans leur

presse-étoupe afin de pouvoir les graisser et de prévenir les piqûres qui se produisent par un contact prolongé. Le viseur se compose d'une roue striée R clavetée sur l'anneau du joint à la cardan ou sur le bout de l'arbre moteur selon la disposition de la machine, l'arbre suspendu pouvant être le deuxième tronçon, et avec les nouveaux cuirassés à coque rigide, cet arbre suspendu n'existe plus, les arbres sont réunis par des tourteaux reliés par des boulons et une clavette encastrée moitié par moitié dans leur épaisseur, une vis sans fin V engrène avec la roue striée, cette vis sans fin ne devant prendre qu'un mouvement circulaire porte des collets *cc' cc'* venant porter sur les faces des paliers *pp'* faisant partie d'un bâti K.

La vis sans fin V n'est pas venue de forge avec l'axe *a*, mais elle est fixée à l'aide d'une clavette longitudinale fixée sur l'axe *a* et par une clavette transversale pouvant se placer dans deux positions différentes, ce qui permet de désemparer la vis sans fin de la roue striée. En tournant l'axe après avoir sorti la clavette transversale, la vis se déplace horizontalement et se désempare de la roue R; on met alors la clavette transversale en place, et dans cette position la roue R et la vis V sont indépendantes. La manœuvre de l'axe *a* se fait à l'aide d'un rochet à linguet à long bras de levier emmanché sur le bout de *a*; on le manœuvre à l'aide d'un palan. L'embrayeur sert à rendre indépendante la machine de l'hélice; il se compose de trois plateaux *p-p'-p''*. Le plateau *p''* est de forme elleptique, il peut glisser sur l'arbre par le moyen de deux clavettes longitudinales; les plateaux *p'* et *p* sont circulaires et clavetés à poste fixe sur l'arbre intermédiaire A_2 et sur l'arbre porte-hélice A_3; le plateau *p''* porte deux soies *ss*, d'entraînement des plateaux *p'p*, ces soies glissent dans des douilles en bronze ajustées dans l'épaisseur des plateaux, ces douilles remplissant le but des cales de touche dans les manivelles des arbres à roues; ces soies peuvent avoir une face plane. Le plateau mobile *p''* est terminé par une gorge circulaire dans laquelle viennent s'engager deux tenons *tt* fixés sur un levier *l* oscillant autour d'un axe *o*; en portant ce levier sur la droite ou sur la gauche, on rend donc ou non les deux plateaux *pp'* solidaires l'un de l'autre, on voit que le plateau *p* n'est pas complètement traversé par les soies; cette disposition est prise afin qu'une fois les soies rendues, il existe un jeu entre les deux plateaux; une fois les soies embrayées ou désembrayées, on maintient le plateau *p''* à poste, à l'aide d'un collier *c'* en deux parties que l'on serre fortement sur l'arbre.

Sur le pourtour du plateau *p* est creusée une gorge circulaire dans laquelle on ajuste les deux parties d'un collier oscillant autour des axes K et K' et rapprochées à leur autre extrémité par un boulon *b* oscillant en *g* et les écrous et contre-écrous *cc'*. Quand

l'on marche à la voile, et que l'on veut maintenir l'hélice fixe dans

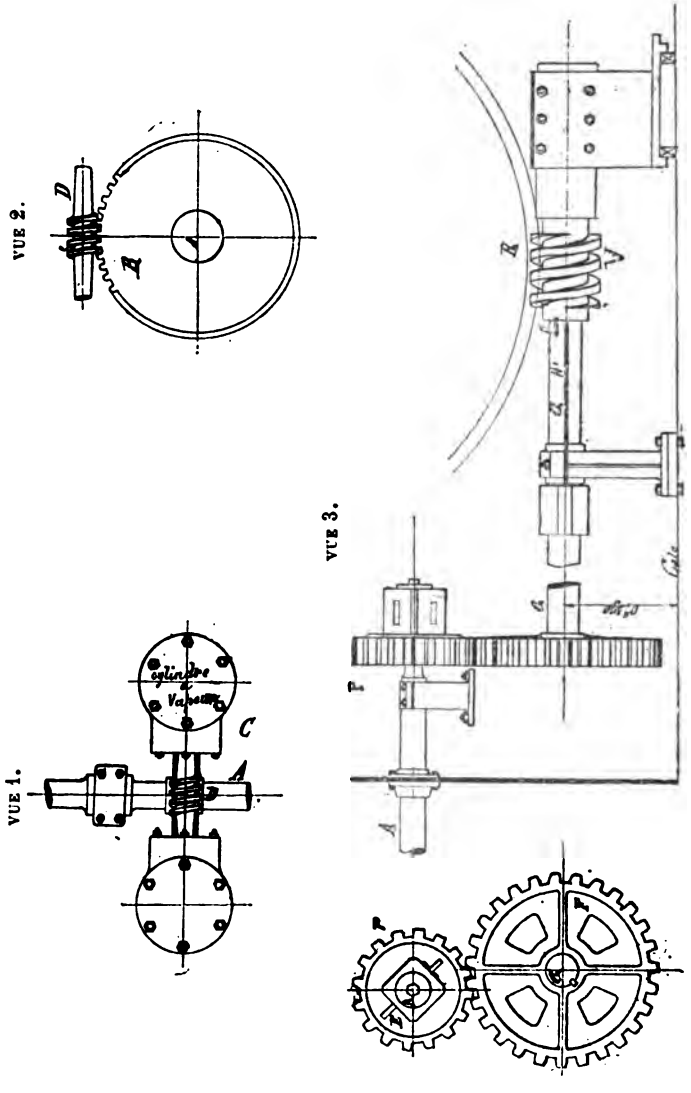


Fig. 255.

une certaine position, ou que la machine est stoppée pour cause de visite, et qu'il est indispensable que la machine ne tourne pas, on

serre le frein *c'c'* et souvent on embraye le vireur. Mais comme la plupart des croiseurs et des cuirassés ne marchent plus à la voile, on a simplifié les lignes d'arbres en rendant rigides et fixes toutes les jonctions. Avec des soies, il existe toujours des effets de torsion, il se produit des chocs provenant de la régulation à certaine allure de la machine ou de l'état de la mer, les soies prennent du jeu dans leurs douilles, et on en a vu se rompre. Avec des machines aussi puissantes que celles qui sont actuellement en usage, il est préférable, au point de vue de la solidité, de supprimer toutes ces liaisons.

Vireur à vapeur du « Duperré ». (Fig. 255.) — Avec les nouveaux appareils puissants, l'emploi d'un moteur à vapeur s'imposait pour virer promptement les machines et ne pas astreindre à cette manœuvre une partie du personnel. Cette disposition se compose de deux petits cylindres à vapeur C*y* et C*y* actionnant une vis sans fin D engrenant avec une roue striée fixée sur l'axe A sur lequel est calé un pignon P engrenant avec un autre engrenage F fixé sur l'arbre G sur lequel est placée la vis sans fin V pouvant glisser sur G par une clavette longitudinale H' et retenue par une clavette transversale H ; cette vis sans fin engrène avec la roue R calée sur un des arbres de la machine.

Machine à virer du « Tourville ». (Fig. 256.) — Se compose d'une

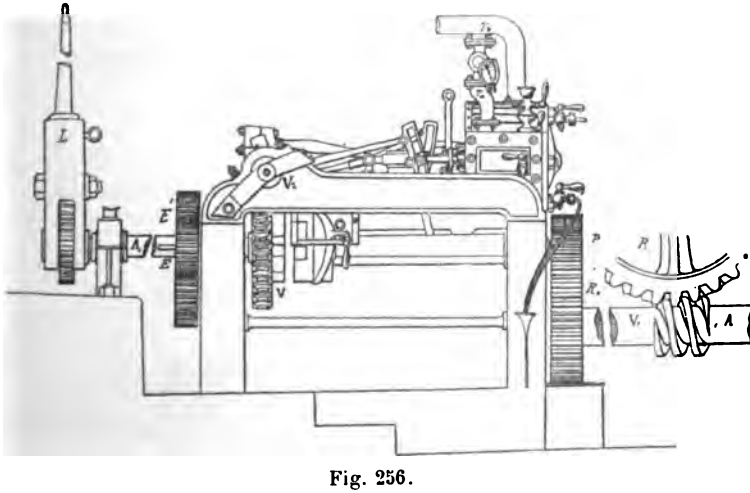


Fig. 256.

machine horizontale à deux cylindres dont les bielles actionnent un arbre sur lequel est montée une vis sans fin V_2, engrenant

avec une roue striée V clavetée sur un arbre qui commande le pignon P engrenant avec une roue R_1 calée sur l'arbre A portant

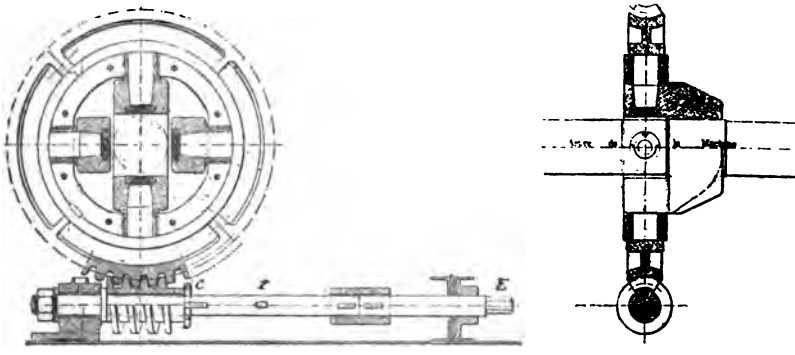


Fig. 257.

la vis sans fin V_1 engrenant avec la roue striée R calée sur l'arbre moteur.

Une disposition à bras composée du levier à linguet L action-

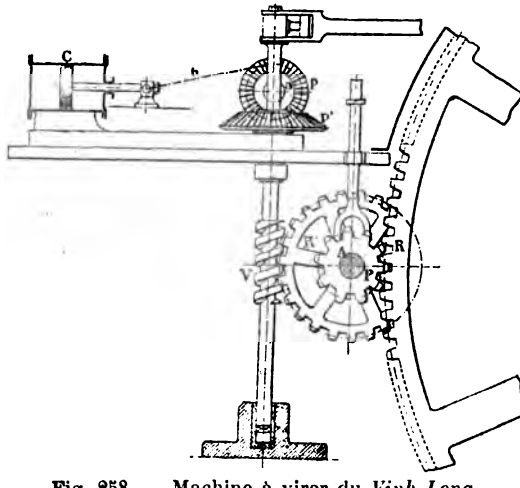


Fig. 258. — Machine à virer du *Vinh-Long*.

nant l'arbre A_1 sur lequel est fixé le pignon E_1 engrenant avec E et des engrenages P et R_1 on transmet le mouvement à la vis V_1 et à la roue R de l'arbre moteur. La manœuvre à bras se fait

également à l'aide de palans; mais l'opération est longue, étant donné la grande résistance que présente la machine avec ces huit cylindres et tous les organes qui en dépendent. Un système de désembrayage permet d'isoler la disposition à bras de la disposition à la vapeur et d'isoler le tout de la machine lorsque celle-ci fonctionne.

La figure 257 représente la disposition du transport le *Schamrock*. La roue striée R est fixée sur le joint à la cardan. La vis V peut courir sur l'arbre A et être désemparée de la roue striée R, en déplaçant la clavette C et en lui faisant occuper la position *c'* et réciproquement lorsque la vis est embrayée, la clavette en *c'* vient dans la mortaise *c*; on manœuvre cette mise en train à bras.

Presse-étoupe de l'arbre traversant le tube *t* dit d'étambot; ce presse-étoupe est déjà décrit (fig. 86), chapitre des presse-étoupe. Quelle que soit la nature de la coque, la disposition de ce presse-étoupe, reste la même, 4 bagues métalliques, dont deux à chaque extrémité, les deux extérieures de chaque extrémité appuyant légèrement sur l'arbre ou plutôt le tangentant, et les deux intérieures servant de fond de presse-étoupe et de presse-étoupe. Dans les navires en bois, le tube *t* (fig. 254 et fig. 259) est fixé au massif avant *A'* à l'aide de vis V, sa collerette extérieure *c* faisant un joint étanche, l'extrémité *A* traverse également le massif *A* et le joint étanche dans cette partie est obtenu à l'aide d'une rondelle *rr* fraisé sur sa face extérieure, et fixée à l'aide de vis *v* sur le massif faisant joint étanche avec ce dernier, et comme dernier moyen de sécurité, rivetée à l'extrémité du tube.

ARBRE PORTE-HÉLICE

L'arbre porte-hélice A_3 (fig. 254) est en fer ou en acier doux, il est recouvert à ses deux extrémités par des chemises en bronze

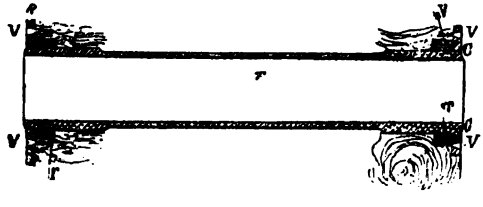


Fig. 259.

c_1' et c_1'; l'une portant dans le presse-étoupe et l'autre dans le coussinet d'étambot; la partie de l'arbre où elles sont appliquées

a été tournée et elles ont été emmanchées à chaud, entre ces deux chemises; l'arbre est recouvert d'une chemise c_1'' en cuivre rouge dont chaque extrémité vient s'emboîter dans une petite gorge que l'on a pratiquée aux extrémités correspondantes des chemises c_1 et c'_1; on a rabattu l'extrémité des chemises $c_1 c'_1$ de façon à faire joint étanche avec la chemise c''_1 et le tout soudé à

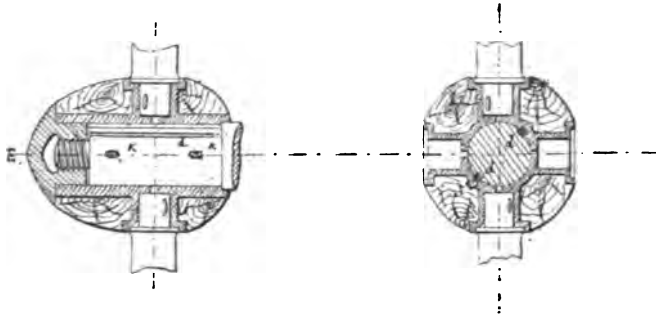


Fig. 260.

l'étain. Il faut absolument empêcher les infiltrations d'eau si l'on veut prévenir l'oxydation de l'arbre; l'extrémité de l'arbre qui doit recevoir l'hélice est légèrement conique (fig. 251 et 260) afin d'en faciliter le démontage. Quelquefois l'emmanchement peut être cylindrique, l'arbre portant une légère embase sur laquelle vient appuyer l'hélice et faire joint sur une rondelle en plomb. Le moyeu est fixé à l'aide de deux clavettes longitudinales *d* et de deux clavettes transversales K, un écrou E complète la sécurité de l'emmanchement et assure l'étanchéité. Sur les croiseurs et sur les cuirassés les arbre porte-hélices et les intermédiaires n'ont pas de chemises en cuivre à cause de l'effet galvanique qui se produirait sur la coque, ils sont peints à la peinture verte assez bonne protectrice des coques.

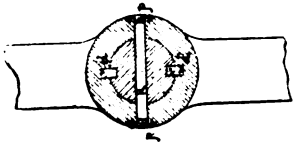


Fig. 260 *bis*.

Les ailes des hélices peuvent être venues de fonte avec leur moyeu; ce qui est un inconvénient en cas de rupture; car souvent pour une seule aile, on est obligé de remplacer entièrement l'hélice. Dans le port de Toulon, lorsqu'il restait un tronçon suffisant par un surcroit de métal en fusion on arrivait à amener le tronçon lui-même à l'état de fusion et on obtenait une aile dont la solidité ne laissait rien à désirer.

Les ailes pouvaient être démontables, ainsi que le représente la figure 260, elles portent un tiroir cylindrique avec embase appuyant et s'encastrant légèrement dans les manchons *m* venus de fonte avec le moyeu; ces manchons sont armés de nervures de consolidation, les ailes sont clavetées et les clavettes donnent un peu de serrage au tenon afin de faire un joint étanche; les extrémités des clavettes sont recouvertes par une plaque emprisonnant du minium et faisant joint sur la clavette et le manchon. Il faut que l'ajustage des clavettes soit fait avec le plus grand soin ainsi que les joints, il ne faut pas de jeu et pas d'infiltration. Les nouvelles hélices sont à ailes démontables, mais la base de l'aile porte une forte embase qui s'encastre dans le moyeu; cette embase est percée de trous légèrement ovalisés afin de pouvoir faire varier le pas dans de petites limites et on fixe les ailes soit à l'aide de prisonniers et d'écrous, soit par des vis; le tenon de l'aile n'est pas claveté.

DISPOSITION DU CREUSOT POUR SES CROISEURS

La figure 261 représente le presse-étoupe extérieur de l'arbre qui est en deux parties, ce presse-étoupe est formé comme les autres de 4 bagues CC' — C'C — CC, appuyant contre l'arbre et C formant l'intérieur du presse-étoupe. Dans le tube T est placé le palier P composé du coussinet en bronze K avec sa garniture en gaïac G; une rondelle *rr* maintenue par des vis empêche

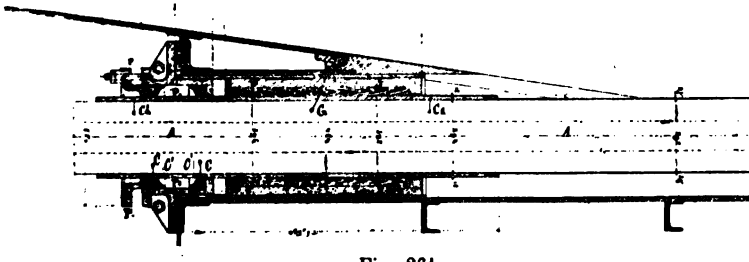


Fig. 261.

le gaïac de sortir. L'arbre A est muni d'une chemise en bronze C*h* et l'arbre revêtu d'une chemise en cuivre rouge s'encastrant dans la chemise en bronze; par le matage de l'extrémité de la chemise en bronze et une soudure à l'étain on obtient l'étanchéité.

La figure 262 représente le palier de la chaise intermédiaire et la réunion de deux tronçons d'arbres par le manchon M et les clavettes verticales et horizontales *c c c*, sur l'avant et l'arrière du

palier on dispose le tout afin de présenter la plus faible résistance à l'eau, le palier est en bronze avec garniture en gaïac, le tout

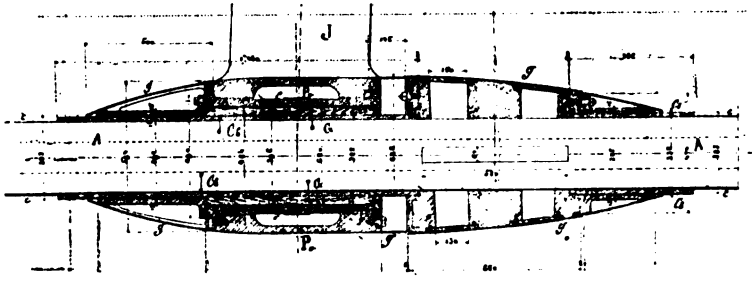


Fig. 262.

maintenu à poste à l'aide de collerettes et de vis. L'arbre porte sa chemise en bronze dans la partie du palier.

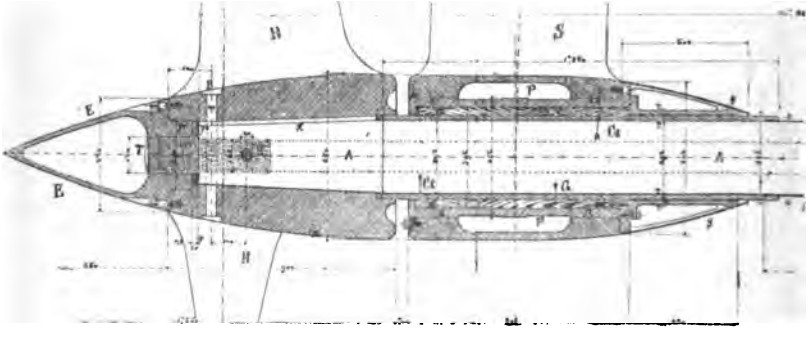


Fig. 263.

La figure 263 représente le dernier palier et l'emmanchement de l'hélice. Ce palier est fixé par des vis et le gaïac entre la collerette du coussinet et un manchon à l'autre extrémité. L'hélice est à emmanchement conique avec clavettes longitudinales et des boulons pour la marche AR, l'écrou E d'étanchéité est vissé sur un tiroir T, il comprime une rondelle *rr* assurant l'étanchéité, des vis empêchent cet écrou de se desserrer.

CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES SUR LE FROTTEMENT ET SUR LES DIMENSIONS A DONNER A CERTAINES PIÈCES DE MACHINE

Maintenant que nous avons donné la description des organes en mouvement des machines il ne sera pas sans intérêt de donner un

aperçu sur les dimensions qu'il a fallu donner à certaines organes non seulement au point de vue de leur résistance d'après les efforts auxquels ils étaient soumis, mais aussi au point de vue du frottement auxquels donnent lieu ces efforts.

Parmi les résistances que les corps éprouvent à se mouvoir dans certains milieux ; il y a les résistances principales ou utiles, telle est la résistance du propulseur à se mouvoir dans l'eau, résistance qui imprime au bâtiment sa vitesse, et enfin d'autres résistances que l'on appelle secondaires ou passives n'ayant qu'un effet nuisible en empruntant une partie de l'effort moteur pour produire un effet nuisible. Ces résistances passives sont de plusieurs espèces parmi lesquelles nous distinguons le frottement; les autres étant du ressort de la mécanique, nous ne nous occuperons donc que de cette dernière.

On appelle *frottement* la résistance qu'il faut vaincre où l'effort qu'il faut développer pour faire glisser ou rouler deux corps l'un sur l'autre. Quand ces efforts ne sont pas considérables on peut les mesurer avec un peson ou un frein à lames (système Maurin ou Taurine).

Cette résistance provient de ce fait que lorsque deux corps sont en contact soit par leur poids, soit par suite d'une certaine force, il faut exercer une certaine force de traction variant avec la pression qui provoque le contact des deux corps, pour leur imprimer un mouvement relatif ou un déplacement relatif. Cette force pour certaines circonstances, varie même avec le temps pendant lequel le contact a eu lieu. Cette force qu'il faut développer pour produire ce déplacement relatif varie aussi avec le poli de ces pièces, avec leur nature, et avec la matière onctueuse dite lubrifiante que l'on interpose entre ces pièces pour les lubrifier. Tel est le cas des pièces en mouvement dans les machines. Comme nous l'avons déjà dit, la résistance f à vaincre due au frottement est une fraction de la pression normale. Cette quantité prend le nom de *coefficient de frottement*. Lorsque le frottement initial une fois vaincu, les deux surfaces des corps se meuvent l'une par rapport à l'autre, il faut donc pour que ce mouvement continue, faire intervenir constamment une force pour faire équilibre à la résistance produite par le frottement; c'est cette force qui est négligeable pour les malheureux inventeurs ou plutôt pour les chercheurs du mouvement perpétuel. On a remarqué que le frottement pendant la marche était peu différent de celui du repos. Par l'emploi de cette force, on dépense une certaine partie du travail utile, puisque le point d'application de cette force se déplace.

Il résulte, des faits d'expériences, que tous les corps étant employés dans la construction des machines, et avec les pressions comparables à celles qui existent en réalité dans les machines, le *frottement de glisssement est :*

1° Indépendant de la vitesse du mouvement ;

2° Indépendant de l'étendue des surfaces en contact ;

3° Proportionnel à la pression normale dans un rapport constant pour les mêmes corps dans le même état, et variable d'un corps à l'autre. Il résulte de la même expérience que deux surfaces qui frottent l'une contre l'autre s'usent et s'échauffent. Nous distinguerons deux espèces de frottement : 1° le frottement de glissement de deux corps l'un sur l'autre ; 2° le frottement de roulement.

Dans chacun des frottements que nous venons d'indiquer, le travail dépensé pour vaincre le frottement est employé pour produire l'échauffement et l'usure des pièces frottantes. C'est donc une cause de déformation, d'avaries et de mauvais fonctionnement qu'il faut tâcher de réduire le plus possible.

INDICATION des surfaces en contact	ÉTAT DES SURFACES	RAPPORT du frottement à la pression, lorsque l'enduit est renouvelé.	
		à la manière ordinaire.	d'une façon continue.
Tourillons en fonte sur coussinets en fonte.	Enduites d'huile d'olive, de saindoux, de suif ou de camboui mou.	0,07 à 0,08	0,04 à 0,05
	Avec les mêmes enduits mouillés d'eau	0,08	»
	Enduites d'osplatt	0,054	»
	Onctueuses	0,14	»
	Onctueuses et mouillées d'eau.	0,14	»
Tourillon en fonte sur coussinet en bronze.	Enduites d'huile d'olive. .	0,07 à 0,08	0,04 à 0,05
	Onctueuses.	0,16	0,04 à 0,05
	Onctueuses et mouillées d'eau.	0,16	»
	Sans enduit.	0,18	»
Tourillons en fonte sur coussinet en gaïac.	Enduites d'huile ou saindoux	0,18	0,09
	Onctueuses d'huile ou saindoux	0,10	»
	Onctueuses, saindoux plombagine	0,14	»
Tourillons de fer sur coussinet en bronze.	Enduites huile d'olive. . .	0,07 à 0,08	0,04 à 0,05
	Onctueuses et mouillées d'eau	0,09	»
	Très peu onctueuses . . .	0,25	»
Tourillon en fer sur gaïac.	Enduites d'huile	0,11	»
	Onctueuses.	0,19	»

Différentes expériences ont été faites par le général Morin afin de déterminer le coefficient de frottement dans les conditions

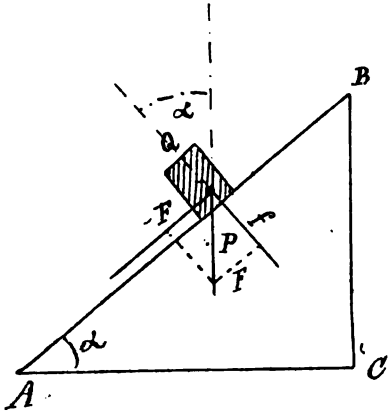


Fig. 264.

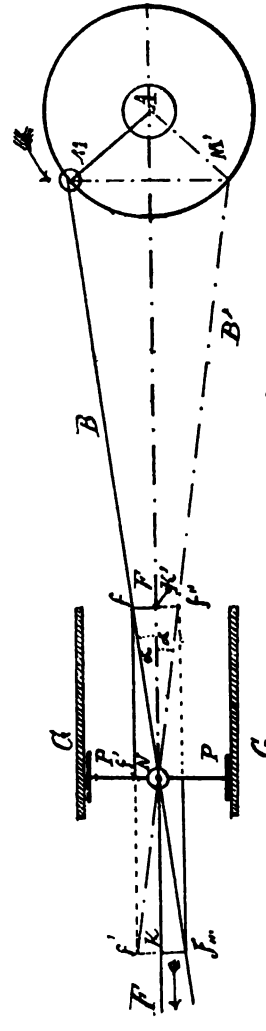


Fig. 265.

ordinaires qui se présentent dans l'application des machines; nous ne donnons ci-dessus que le résultat des expériences de certains corps dont l'usage est le plus fréquent.

Proposons-nous de rechercher la perte du travail occasionnée par le frottement. Nous appellerons *angle de frottement*, l'angle que forme la direction sous laquelle agit le corps en mouvement et l'horizontale. Dans la liaison d'une bielle et d'une manivelle cet angle varie avec le rapport des longueurs de ces deux organes.

Prenons d'abord un plan incliné ABC sur lequel nous placerons un corps Q d'un poids P, soit α l'angle de frottement ou l'angle du plan incliné avec l'horizontale. Quand le mouvement va se produire, le poids P du corps va se décomposer en deux composantes F et f; c'est la composante f perpendiculaire au plan qui produit le frottement et la composante F qui

détermine le mouvement. Ces deux composantes seront égales, d'où

$$F = P \times \sin.\ \alpha \text{ et } f = P \times \cos.\ \alpha.$$

d'où $$\frac{F}{f} = \frac{P \sin.\ \alpha}{P \cos.\ \alpha} = \text{tang.}\ \alpha$$

d'où $$F = f\ \text{tang.}\ \alpha$$

ou $$P \sin.\ \alpha = f \times P \cos.\ \alpha$$

d'où $$f = \frac{P \sin.\ \alpha}{P \cos.\ \alpha} = \text{tang.}\ \alpha$$

Reprenons maintenant le frottement d'un patin sur la glissière sur le tourillon de ce patin étant articulé le pied d'une bielle B dont la tête est articulée à une manivelle AM. Supposons que la force F, agissant dans la direction de l'axe du cylindre, représente la pression de la vapeur par centimètre carré multipliée par la surface du piston dans la position AM et MN de la manivelle et de la bielle, et que cet effort transmis par la tige du piston soit représenté par NK à une certaine échelle ou NK'; cette force NK' peut se décomposer suivant les deux directions K'f et ff'; l'une de ces forces K'f ne cherchant qu'à soulager le patin PP', c'est-à-dire à l'appuyer contre la face supérieure de la glissière et à produire le frottement, la rotation ayant lieu dans le sens de la flèche.

Dans le triangle NK'f, nous avons :

$$K'f = Nf \sin.\ \alpha;$$

$$NK' = Nf \cos.\ \alpha.$$

d'où $$\frac{K'f}{NK'} = \frac{Nf \sin.\ \alpha}{Nf \cos.\ \alpha} = \text{tang.}\ \alpha$$

d'où K'f ou frottement = NK', pression du piston X par tang. α.

Quantité de travail absorbé par le frottement des surfaces planes. — Pratiquement, pour déterminer la valeur du travail absorbé par le frottement de deux surfaces planes en mouvement l'une sur l'autre sur une longueur donnée il faut multiplier la pression P par le rapport f de la pression au frottement correspondant aux surfaces en contact, on obtient alors la valeur du frottement, puis multiplier ce frottement par le chemin parcouru e et le produit sera le travail cherché.

Quantité de travail absorbé par les tourillons. — Pour évaluer la quantité de travail absorbé à chaque tour par le frottement des tourillons d'un arbre sur ses coussinets, il faut :

1° Déterminer la pression P exercée sur les coussinets en tenant compte du poids de l'arbre et de tous les organes qui s'y rattachent (tête de bielle, tige de piston et piston, etc.), de l'effort de la puissance et de celui de la résistance ;

2° Multiplier cette pression P par le rapport f du frottement à la pression correspondant à l'état des corps en contact et on aura le frottement Pf;

3° Multiplier ce frottement par les chemins parcourus, par les points en contact dans une révolution ou par la circonférence $2\pi r = 6{,}28\ r$ du tourillon.

Le produit $6{,}28\ Pr$ sera le travail consommé par le frottement pour chaque tour.

Pour avoir le travail consommé dans chaque seconde, multiplier ce produit, par N le nombre de tours faits par seconde ; le produit $6{,}28\ Nf\ Pr$ sera le travail consommé par seconde.

Exemple. — Quelle est la quantité de travail consommé par seconde par le frottement des tourillons d'une roue hydraulique soumise à une pression de 12 000 kilogrammes.

Les tourillons sont en fonte et ont un diamètre de 0,10, les coussinets sont en bronze et enduits de saindoux, la roue fait 5 tours par minute. Le coefficient de frottement était 0,07, nous aurons pour valeur de frottement $0{,}07 \times 12\ 000 = 840$ kilogrammes; le chemin parcouru par la circonférence étant $\frac{6{,}28 \times 0{,}10 \times 5}{60''} = 0{,}0523$, la quantité de travail absorbée par le frottement sera donc $840 \times 0{,}0523 = 44$ kilogrammes.

Reprenons la valeur du frottement établie par la figure 265 page 338, et désignons par P la pression normale totale et par V la vitesse relative des pièces frottantes. Si f est le coefficient de frottement, le travail dépensé pendant l'unité de temps sera $t = fPV$. L'usure et l'échauffement seront d'autant moins grands que ce travail se répartira sur une plus grande surface. Si donc S est la surface totale, ce que nous devrons chercher à diminuer le plus possible c'est la quantité $M = \frac{t}{s} = f\ \frac{P}{S} \times V$. Comme le, coefficient de frottement f est une constante qui dépend de l'état et de la nature des surfaces et de celle du graissage dont quelques résultats ont été donnés page 337, nous ne nous occuperons que de l'expression $A = \frac{P}{S} \times V$, expression que l'on désigne généralement sous le nom de coefficient d'usure et d'échauffement et que nous allons étudier pour les principales pièces d'une machine.

Pour les guides et glissières des tiges des pistons. — Nous avons vu que si P est à un certain moment l'effort exercé par la vapeur sur le piston, pression mesurée à l'aide de l'ordonnée correspon-

dante à la position du piston, et par suite de celle du pied de la bielle par rapport au tourillon de la traverse, que l'angle de la bielle et de la traverse ou de la glissière soit α, la pression normale sur les guides est (p. 338), égale à P tang. α. La vitesse relative est évidemment celle du piston qui a pour valeur moyenne $\frac{2CN}{60}$; de sorte que si S est la surface du patin on a $A = \frac{P}{S} \times V$ tang. α. P est le produit de l'ordonnée du diagramme à la position considérée par la surface du piston. On a donc $A = \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{p}{S} \times$ tang, α. Comme p, α, et V varient en chaque point de la course, on convient de prendre pour α, le maximum de l'angle que la bielle peut faire avec la tige du piston pour lequel on a sin. $\alpha = \frac{C}{2Z}$ et on remplace V par la vitesse moyenne du piston, de sorte que $A = \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{p}{S} \times \text{tang } \alpha \times \frac{2CN}{60}$ (1).

Pour P on prend soit l'ordonnée moyenne, soit l'ordonnée maximum du diagramme. Dans le premier cas, on trouve que pour des machines bien construites ayant bien fonctionné, A varie de 4 à 6 et dépasse rarement 7. Avec l'ordonnée maximum A varie de 5 à 12 et ne s'élève guère au delà de 15. Nous voyons que pour réduire ce coefficient A, il faut augmenter la surface du patin. Si a représente sa longueur et b sa largeur, la forme étant supposée rectangulaire, l'établissement d'Indret prend en général en appelant F la puissance en chevaux : $\frac{F}{a \times b} < 3\,000$ pour une marche normale et $\frac{F}{a \times b} < 4000$ pour la marche forcée.

Du reste, connaissant les dimensions de la machine et la valeur que l'on veut adopter pour le cofficient A, S se déduit de la formule (1). On fait généralement $a = 1{,}5\ b$. Sur les glissières, l'usure est plus inégale que sur les patins à cause de la variation de la pression et de la vitesse qui sont maxima vers le milieu de la course. Aussi, pour éviter les déformations et voir la face de la glissière qui porte, se creuser à mi-course, on recouvre le patin d'un métal blanc dont l'usure sera plus facile que la glissière qui est en fonte, en bronze ou en bronze phosphoreux, métal très dur.

COUSSINETS DE TÊTE DE BIELLE

Pratiquement, pour un tour complet, si l'on suppose la pression constante sur le tourillon le travail observé sera donné par la formule $Ta = 2\pi r f P$, dans laquelle Ta représente le travail, r le rayon du tourillon de la manivelle, f le coefficient de frottement

et P la pression constante de la bielle sur le bouton de la manivelle. On voit donc que ce travail est proportionnel au rayon du tourillon r qu'il faudra par conséquent prendre le plus petit possible, c'est donc à cause de ce frottement que les excentriques ne sont pas employés pour la transmission des grands efforts.

L'expression du travail absorbé par le frottement étant le même que pour le tourillon d'une manivelle et r étant très grand puisqu'il est le rayon de la figure de l'excentrique.

Autre manière d'estimer le travail absorbé. — A chaque tour de la machine, le tourillon de la manivelle fait une révolution complète dans un coussinet, le déplacement relatif des surfaces est donc πd, d étant le diamètre du tourillon, ce qui donne pour cette vitesse moyenne relative $V = \frac{\pi d N}{60}$; d'autre part la pression transmise par la bielle étant $Nf = \frac{NK'}{\cos.\alpha}$ ou $\frac{P}{\cos.\alpha} = \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{p}{\cos.\alpha}$. On peut aussi admettre qu'il n'y a qu'une moitié du tourillon, et on démontre en mécanique que la pression par unité de surface de celui-ci est la même que si la pression totale était répartie sur sa section diamétrale. On a donc $\frac{P}{S} = \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{p}{\cos.\alpha} \times \frac{1}{d \times l}$ et le coefficient d'usure et d'échauffement $A = \frac{p}{d \times l} \times \frac{\pi d N}{60} \times \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{1}{\cos.\alpha}$.

Dans cette formule on prend pour α la valeur maximum de cet angle et pour p l'ordonnée moyenne ou l'ordonnée maximum du diagramme. Dans cette formule nous remarquons que le diamètre d du tourillon entre comme facteur au numérateur et au dénominateur, il disparaît par conséquent. Le coefficient d'usure et d'échauffement est donc indépendant de ce diamètre, et pour le diminuer il faut augmenter sa longueur. Quant au diamètre d il est avantageux de le réduire, comme nous l'avons déjà vu, au strict nécessaire exigé par la résistance de façon à diminuer le travail absorbé par le frottement, ce travail PV lui est proportionnel ($2\pi f 2P$).

Dans les machines bien construites A varie de 25 à 40 avec l'ordonnée moyenne et va jusqu'à 70 avec l'ordonnée maximum. Indret prend pour la longueur du tourillon $l = \frac{1}{100.000} \times \frac{FN}{V}$ pour la marche normale, et $l = \frac{1}{150.000} \times \frac{FN}{V}$ pour la marche forcée ;

F est la puissance réalisée dans le cylindre considéré, V la vitesse moyenne du piston $\frac{2cN}{60}$. L'usure n'est pas absolument régulière sur tout le pourtour du coussinet, et il y a toujours un

léger martelage aux bouts de course ; l'évaluation a donc généralement lieu dans le sens de la longueur de la bielle, et c'est pour cette raison que la coupe des coussinets est disposée de façon à pouvoir donner du serrage dans le sens de cette déformation.

COUSSINET DU PIED DE BIELLE

La pression par unité de surface est évidemment la même que pour la tête de bielle. Pour avoir la vitesse relative moyenne, nous remarquerons que le coussinet décrit pour chaque tour un angle égal à 4α ; α, comme nous l'avons dit, étant l'inclinaison maximum de la bielle. Si donc α est évalué en degrés, l'espace décrit par le coussinet par rapport au tourillon de diamètre d sera de $\frac{\pi d \times 4\alpha}{360^\circ}$ et la vitesse relative moyenne $V = \frac{\pi d N}{60} \times \frac{4\alpha}{360^\circ}$; le coefficient d'usure et d'échauffement devient $A = \frac{\pi^2}{4} \times \frac{p}{d \times l} \times \frac{\pi d N}{60} \times \frac{4\alpha}{360^\circ}$. A varie de 4 à 6 en prenant pour p l'ordonnée moyenne et de 5 à 8 en prenant l'ordonnée maximum. Nous remarquerons, comme pour la tête de bielle, que A est indépendant du diamètre du tourillon, et que l'on peut le diminuer en augmentant sa longueur l de la portée, de même que l'on réduit le travail total observé par le frottement en diminuant le diamètre de la soie. Nous rappellerons que les pieds des bielles sont exposées à être détériorées par usure et par échauffement, mais aussi par les chocs et le matage qui se produisent à chaque bout de course lorsqu'il y a du jeu et déforment les coussinets, et enfin par la nature oscillatoire du mouvement qui tend à rebrousser les gerces qui se trouvent dans les pièces. Les changements de portage qui, pour les têtes de bielles, se font par une sorte de roulement, donnent lieu plutôt à un choc brusque pour les pieds. Aussi se contente-t-on de régler ordinairement les dimensions du tourillon de telle sorte que la pression par unité de surface ne dépasse pas 1 kilogramme par millimètre carré ; ce qui donne $\frac{D^2 p}{d \times l} = 1^{kg},27$ (D représente le diamètre du piston et p l'effort initial maximum).

PALIERS DE L'ARBRE DE COUCHE

Il est assez difficile d'apprécier exactement comment est distribuée la pression entre les divers paliers et en ce cas on se borne à supposer que la somme des pressions produites sur les pistons par la vapeur se répartit uniformément sur leur section

diamétrale-totale de sorte que la pression par unité de surface est, en désignant la somme par $\sum - \frac{P}{S} = \sum \left(\frac{\frac{\pi D^2}{4} \times p}{d\,L} \right)$; L étant la somme des longueurs des parties et d leur diamètre. La vitesse relative étant, comme pour une tête de bielle, $V = \frac{\pi d N}{60}$, le coefficient d'usure et d'échauffement devient $A = \sum \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) p \times \frac{1}{dL} \times \frac{\pi d N}{60}$ (1). Le diamètre disparaît comme dans les cas précédents, et on réduit ce coefficient en augmentant la longueur des portées. On prend quelquefois $\frac{FN}{VL} < 20\,000$, marche normale; $\frac{FN}{VL} < 30\,000$, marche forcée. Ce qui donne la valeur de L, ou bien on tire L de la formule (1) conaissant la valeur de A pour les machines ayant bien fonctionné. Il reste à répartir la longueur L entre tous les coussinets. Si n est le nombre des manivelles, comme chacune d'elles est comprise entre deux paliers, il y a évidemment $n + 1$ paliers; les paliers intermédiaires sont toujours plus longs que les paliers extrêmes et le palier Æ plus long que le palier A/. Une proportion convenable paraît être de diviser la longueur totale en $(8n + 4)$ parties égales; on prend 8 parties pour chacun des paliers intermédiaires, 7 pour le palier Æ et 5 pour le palier A/. Il faut aussi tenir compte pour ce dernier que généralement à l'extrémité de l'arbre, il y a souvent les mises en train, les pompes alimentaires et les pompes de cale; il arrive donc qu'étant donné cette surcharge, on donne à ce palier les mêmes dimensions que les autres.

PALIER DE BUTÉE

La pression par unité de surface supportée par les collets de la butée ne peut être évaluée *a priori*; il est rare en effet que le portage puisse exister bien exactement sur tous les collets et qu'ils travaillent bien également; en outre la poussée de l'hélice n'est pas connue à l'avance.

On peut obtenir un maximum de cette pression en supposant que toute la puissance F en chevaux soit employée à la propulsion. On aurait alors, en appelant v la vitesse en mètres du navire et φ la résistance de la carène, $75\,F = \varphi\, v$ d'où $\varphi = \frac{75\,F}{v}$ et en supposant que la vitesse v soit égale au produit du nombre de tours par le pas H de l'hélice et que le recul soit nul, on peut prendre

$v = \frac{HN}{60}$. La pression totale sur les collets serait évidemment égale à φ représentant la résistance du bâtiment ; dans cette hypothèse et en supposant le mouvement uniforme, et en appelant n le nombre de collets, d leur diamètre intérieur, d' leur diamètre extérieur, la surface totale sur laquelle se répartit la pression serait : $S = \pi \left(\frac{d^2 - d'^2}{4}\right) \times n$. On peut prendre comme vitesse relative moyenne, celle de la circonférence médiane des collets, soit alors $V = \pi \left(\frac{d' + d}{2}\right) \frac{N}{60}$.

De sorte que le coefficient d'usure, de frottement et d'échauffement devient :

$$A = \frac{75\ F}{n \left(\frac{NH\pi}{60 \times 4}\right) d^2 - d'^2} \times \frac{d' + d}{2} \times \frac{N}{60} \times \pi$$

d'où $$A = \frac{75\ F}{n \times \frac{NH}{60} \times \frac{\pi}{4} (d'^2 - d^2)} \times \left(\frac{d + d'}{2} \times \frac{N}{60}\right)$$

$$A = \frac{150\ F}{n\ (d' - d)}$$

On diminue donc A en augmentant le nombre de collets, A varie généralement de 4 à 6 et on peut prendre $d' - d = 0{,}15\ d$.

On admet quelquefois :

$$\frac{F}{n \frac{\pi}{2} \times d' - d} < 2\,500, \text{ marche normale}$$

$$\frac{F}{n \times \frac{\pi}{2} \times d' - d} < 3\,500, \text{ marche forcée}$$

L'épaisseur h des collets à la racine est donnée par la formule : $h = \frac{75\ F}{H\pi dn \times \frac{NH}{60}}$.

Calcul approximatif de l'effort exercé sur le palier de butée. — Nous admettons pour ce calcul que l'on connaît le travail T en kilogrammètres sur les pistons et par seconde et la vitesse V du navire en nœuds et par conséquent V × 0,514 en mètres par seconde. Cela posé il est évident que l'on a d'abord le travail utilisé par l'hélice (environ les 0,60 du travail disponible sur l'arbre moteur) pendant chaque seconde (T × par le rendement de l'appa-

reil). D'un autre côté, le travail pareillement exprimé en kilogrammètres par seconde vaut évidemment $E^{kgm} \times V \times 0{,}514$. Or ce travail n'est autre que le précédent sous une autre forme ; on pourra donc poser l'égalité

$$E \text{ Kig} = \frac{\text{T rendement total à l'appareil}}{V \times 0{,}514}$$

Exemple. — Trouver l'effort exercé sur le palier de butée d'un appareil de 675 chevaux nominaux = 202 500 kilogrammètres, sur les pistons, imprimant une vitesse de 12 nœuds au navire, et supposons le rendement total de l'appareil à 0,50 p. 100 ; d'où $E^{kgm} = \frac{202500 \times 0{,}50}{12 \times 0{,}514} = 16415$ kilogrammes. Il suffira donc pour avoir la pression par centimètre carré sur les collets de la butée, de diviser les 16.415 kilogrammes par la surface S de tous les collets ; mais comme il est difficile de reconnaître que tous les collets vont porter à la fois, il arrive fréquemment que des échauffements se produisent jusqu'à ce que la partie se répartisse le plus également possible.

Quand deux pièces frottent l'une sur l'autre, il y a enlèvement de particules à leur surface et dégagement de calories. Le premier de ces effets diminue les dimensions des pièces frottantes, autrement dit il en résulte l'usure ; ou celle-ci est d'autant plus marquée que l'enlèvement des molécules par unité de temps et de surface se trouve plus considérable. Quand au second effet précité, si la quantité de chaleur dégagée par unité de temps et de surface, ne dépasse pas une certaine limite, elle se dissipe par conductibilité extérieure. En pareil cas les corps frottants se maintiennent à une certaine température constante qui peut sans inconvénient atteindre 40 à 50° ; c'est-à-dire être un peu supérieure à la température de la main. Mais si le dégagement de calories en question est trop considérable, les corps frottants s'échauffent de plus en plus jusqu'à ce que suivant leur nature, ils se fondent ou s'enflamment. Cela posé, il est rationnnel d'admettre que l'usure, c'est-à-dire le poids des particules enlevées par unité de temps et de surface est : 1° directement proportionnel au travail que développe le frottement qui se produit entre les deux surfaces; 2° en rapport inverse avec l'étendue des surfaces.

D'un autre côté, d'après la théorie dynamique de la chaleur, il en est de même de la quantité de calories dégagée par unité de temps et de surface. D'après ces diverses considérations, ce que l'on peut appeler la *résistance à l'usure et à l'échauffement de deux surfaces frottantes* se trouve donc complètement exprimée par la formule $f \times Q\,v \times R \times S$; dans cette expression f est le coefficient de frottement qui est comme nous l'avons déjà dit le rapport de

la résistance provenant du frottement à la pression ; et reprenant sa valeur pour calculer même son intensité et le travail qu'il absorbe ; ces deux quantités sont données par les deux formules $F = f P$, $T = f PE$ qui conviennent également au frottement de roulement et de glissement.

Dans ces formules, F représente la résistance due au frottement de roulement ou de glissement ; dans le premier cas, le frottement est moindre ; des tableaux spéciaux résultants d'expériences, en donnent la valeur selon les métaux, leur degré de poli et leur lubrifiage. T le travail en kilogrammètres absorbé par le frottement, f le coefficient de frottement, P la pression normale aux deux corps exprimés en kilogrammes, E le déplacement en mètres des deux surfaces frottantes l'une par rapport à l'autre. Quand il s'agit d'un arbre qui tourne, son déplacement par rapport aux coussinets est évidemment égal à $2\pi rn$, n étant le nombre de tours c nsidérés pendant le temps considéré et r le rayon de l'arbre. En reprenant la formule $f \times Q \times v = RS$, dans laquelle f représente le coefficient de frottement, Q la charge totale en kilogrammes par laquelle les surfaces en contact sont pressées entre elles, v la vitesse en mètres par seconde de ces deux surfaces, l'une par rapport à l'autre, S l'étendue de la surface en mètre carré, R un nombre que, par analogie avec ce qui concerne les résistances à la traction et à la compression, nous appellerons coefficient de résistance à l'usure et à l'échauffement. Ce coefficient se détermine par l'expérience ; il est variable suivant la rapidité d'usure et le degré de température que l'on se propose de ne pas dépasser.

D'après la relation ci-dessus, la résistance à l'usure et à l'échauffement varient notablement avec toutes les causes qui influent sur le coefficient de frottement : savoir, le degré de poli, la température et surtout la nature des surfaces frottantes et la lubrification. Mais il est d'autres circonstances qui la modifient notablement aussi. La principale provient du ballottage des arbres sur leurs coussinets, ce qui réduit leur surface frottante et augmente par conséquent leur pression par centimètre carré de portage effectif. De même les gauches, et les porte à faux des arbres sur leurs coussinets ou des articulations sur leurs soies, sont autant de causes qui viennent augmenter les échauffements. Certains points seulement des surfaces frottantes supportent alors toute la plus grande partie de la pression. Ces derniers effets sont d'ailleurs d'autant plus à craindre qu'ils déterminent généralement le grippage ; c'est-à-dire la pénétration et la déchirure l'un par l'autre des corps en contact. La limite qu'il ne faut pas dépasser pour le coefficient R est à peu près égal au nombre 400 000 par mètre carré. Mais il est bon de ne pas s'écarter de cette limite $R = \frac{f \times Q \times v}{S}$.

Diminution du frottement par l'emploi des galets. — Cette diminution est obtenue par la diminution du chemin parcouru par les points frottants.

En effet, supposons que le tourillon a d'un arbre ou d'une roue soit r, dans le rapport de 1 à 8 par rapport au diamètre des galets RR qui ont des tourillons de rayons $r'r'$. D'après la supposition que nous avons faite, il est clair que si le rayon r du tourillon c est le 1/8 du rayon R des galets ; quand le tourillon a aura fait un tour complet, les galets b et c n'auront fait que 1/8 de tour et leurs tourillons $r'r'$ n'auront également décrit que 1/8 de tour. Si le tourillon a avait porté directement sur des coussinets, pour un tour, les points frottants auraient décrit un chemin égal à 6,28 r ; tandis que le chemin parcouru par cette disposition n'est plus que $\frac{r}{R} \times 6{,}28\, r'$; en divisant cette valeur par la pression 6,28 r, on aura le rapport des chemins parcourus $\frac{\frac{r}{R} \times 6{,}28\, r'}{6{,}28\, r'} = \frac{R}{r'}$ qui est plus faible que le premier.

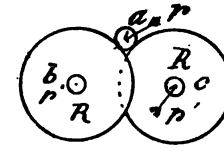


Fig. 266.

Frottement d'une garniture de piston en travail absorbé par un coup de piston. — $F = \pi depf$, $T = \pi depefl$. — F, frottement ; d, diamètre du piston ; e, hauteur de la garniture ; p, pression sur 1 mètre carré de la surface de la partie frottante de la garniture ; c'est la pression du liquide ou du gaz comprimé sur 1 mètre carré de surface diminuée de la pression derrière le piston sur la même unité de surface. T, travail absorbé par le frottement pour une course de piston ; l, course de piston, f coefficient de frottement qui prend les valeurs suivantes : 0,10, 0,125 pour les garnitures enduites sur fonte ; 0,20 pour les garnitures en cuir enduites de plombagine, 0,29 pour les garnitures de cuir embouti, c'est-à-dire frottant à plat dans un corps de pompe à eau en bois de chêne, 0,36 pour les garnitures de cuir embouti mouillé, mais non graissé dans un corps de pompe en fonte, 0,23 pour ces dernières garnitures onctueuses et mouillées d'eau dans un corps de pompe en fonte.

Frottement dans les boîtes à étoupes. — Pour les boîtes à étoupes, de même que pour les garnitures des pistons formées de tresses en chanvre ou de rondelles de cuir superposées, il convient d'avoir recours aux formules empiriques suivantes :

$F = nD \frac{p}{100}$ et $T = nD \frac{p}{1000} \times l$. Dans ces formules n représente un coefficient égal à 7 pour les corps de pompe en laiton

bien poli, à 15 pour ceux en fonte simplement forés, à 25 pour ceux en bois assez lissés et à 50 pour ceux en bois dégradés par l'usage. Les autres lettres ont les mêmes significations que ci-dessus.

Raideur des cordes. — Lorsque l'on veut vaincre une résistance Q au moyen d'une corde qui s'enroule sur une poulie ou sur un tambour, la puissance P doit pour l'équilibre dynamique, vaincre non seulement la résistance Q et le frottement des tourillons, mais aussi une résistance particulière due à la raideur de la corde et dont l'effet consiste à infléchir la corde. Appelant R cette résistance ou mieux la force qui, d'après les expériences, en agissant à très peu près tangentiellement au cylindre sur lequel s'enroule la corde, fait équilibre à cette résistance, l'équilibre dynamique donne pour un tour de poulie, en négligeant les frottements et en appelant D le diamètre de la poulie et d celui de la corde $Tm = P \times \pi (D + d) = Q \times \pi (D + d) + R \times \pi D$, d'où $P = Q + R \times \frac{D}{D + d}$.

D'après Morin, cette raideur est exprimée par la formule $R = \frac{A + BQ}{D}$; cette formule représente donc l'effort qu'il faut exercer pour vaincre leur résistance à l'enroulement.

R représente la roideur cherchée rapportée à la circonférence moyenne de la poulie du diamètre D, y compris le diamètre de la corde. A un nombre constant qui exprime en kilogramme la roideur naturelle dépendante de l'état et du mode de fabrication de la corde B un facteur constant par lequel il faut multiplier la tension Q du brin qui s'enroule pour avoir la partie de la résistance qui dépend de cette charge. Les expériences de Coulomb montrent :

1° Que pour les cordes en chanvre non goudronnées qu'on appelle *cordes blanches*, sèches ou imbibées d'eau, en bon état, les valeurs de A et B, en passant d'une corde à une autre, sont à peu près entre elles comme les carrés des diamètres ;

2° Que pour ces mêmes cordes à demi-usées, les nombres A et B sont entre eux comme les racines carrées des cubes des diamètres ;

3° Que par les cordes goudronnées, la quantité B est proportionnelle au nombre de fils de caret dont les cordes se composent. C'est sur ces bases qu'a été calculé le tableau suivant qui donne les valeurs de A et de B pour des cordes de différents diamètres, comprenant à peu près tous ceux qui sont en usage dans les machines employées à élever des fardeaux.

La première partie de ce tableau est relative aux cordes blanches, la deuxième partie aux cordes goudronnées.

NOMBRE de fils.	CORDES BLANCHES			CORDES GOUDRONNÉES		
	Diamètre	Valeur de la roideur naturelle A	Valeur de la roideur proportionnelle à Q-B.	Diamètre	Valeur de la roideur naturelle A	Valeur de la roideur proportionnelle à Q-B
	mètres.	kilogr.		mètres.	kilogr.	
1	0,0089	0,0106038	0,002678	0,0105	0,021201	0,002512992
9	0,0110	0,0225207	0,003267	0,0129	0,041143	0,003769488
12	0,0127	0,0388476	0,004356	0,0149	0,067314	0.005025984
15	0,0141	0,0595845	0,005445	0,0167	0,097712	0,006282480
18	0,0155	0,0847314	0,006534	0.0183	0,138339	0,007538976
21	0,0168	0,1142883	0,007623	0,0198	0,183193	0,008795472
24	0,0179	0,1482552	0,008712	0,0211	0.234276	0,010051968
27	0,0190	0,1866321	0,009801	0,0224	0,291586	0,011308464
30	0,0200	0,2294190	0,010890	0,0236	0,355125	0,012564963
33	0,0210	0,2766159	0,011979	0,0247	0,424891	0,013821456
36	0,0220	0,3282228	0,013068	0,0258	0,500886	0,015077952
39	0,0228	0,4842397	0,014157	0,0268	0,534108	0,016334448
42	0,0237	0,5446666	0,015216	0,0279	0,671559	0,017590944
45	0,0246	0,3095035	0,016335	0,0289	0,766237	0,018847440
48	0,0254	0,5787504	0,017424	0,0298	0,867144	0,020103936
51	0,0261	0,6524075	0,018513	0,0308	0,974278	0,021360432
54	0,0268	0,7304742	0,019602	0,0316	1,078641	0,022616928
57	0,0276	0,8129511	0,020691	0,0326	1,207231	0,023873424
60	0,0283	0,8998380	0,021780	0,0334	1,333050	0,025129920

NEUVIÈME ORGANE. — LE CONDENSEUR

D. Qu'est-ce qu'un condenseur, son but ?

R. — On appelle condenseur des récipients, en fonte de fer ou en cuivre façonné, de forme parallélipédique cubique ou cylindrique, dans lesquels la vapeur après avoir fait son effet utile dans les cylindres vient s'y condenser, soit par son contact direct et son mélange avec de l'eau dite de condensation à basse température et en quantité suffisante réglée par des registres ou robinets, soit en se condensant par son contact avec des surfaces réfrigérantes composées de l'enveloppe extérieure des condenseurs et d'un faisceau tubulaire renfermé dans l'intérieur de cette enveloppe dans lequel circule, en faisant plusieurs circuits sur elle-même, l'eau qui refroidit les enveloppes intérieurement et le faisceau tubulaire ; ce courant d'eau est généralement produit par une pompe dite de circulation, ou par le sillage du navire, tel est le cas des torpilleurs.

Le but des condenseurs est donc de déterminer la condensation de la vapeur le plus rapidement possible, en produisant un vide relatif dans ces récipients, par conséquent de diminuer la contre-pression sur les pistons, sur la face opposée à l'action de la vapeur; de créer, pour ainsi dire, l'élément de puissance le plus important dans les anciennes machines à basse et à moyenne pression; de permettre la détente de la vapeur pendant les 0,60 et même 0,70 de la course du piston dans les machines à haute pression fonctionnant au Woolf, et d'employer de l'eau monohydrique et à une haute température, 35 à 40°, avec le condenseur par surface.

De la différence de méthode pour la condensation de la vapeur, on distinguera donc deux espèces de condenseurs :

1° Le condenseur par mélange;

2° Le condenseur par surface.

1° Le condenseur par mélange est celui dans lequel la condensation de la vapeur s'opère par le contact et le mélange direct de la vapeur avec l'eau dite d'*injection*.

2° Le condenseur par surface dans lequel la condensation de la vapeur s'opère par son contact plus ou moins intime avec une surface dite réfrigérante baignée par un courant d'eau froide dite de circulation.

Dans certaines dispositions de condenseur la vapeur circule dans l'intérieur du faisceau tubulaire (c'est l'exception), et l'eau réfrigérante à l'extérieur.

Quel que soit le type de condenseurs employé, comme nous l'avons déjà dit dans la définition, l'avantage des condenseurs est de créer un élément de puissance sensible dans les anciennes machines à pression peu élevée et de permettre une pression élevée de pousser la détente très loin dans les machines à distribution Wollf et en cascade à trois et quatre cylindres avec intronduction dans un seul cylindre, et détente dans tous les autres. Nous verrons plus tard les inconvénients et les mesures que l'on a prises dans la construction des cylindres pour empêcher les refroidissements qui se produisent dans tous les cylindres, et principalement dans celui dit à basse pression qui est en communication directe avec le condenseur. Création des chemises, réchauffement des cylindres par leurs enveloppes.

Pour que la contre-pression sur les pistons diminue le plus vite possible, il est nécessaire de donner un certain volume aux condenseurs. Malgré les dimensions que l'on peut leur donner, en tenant compte de l'emplacement et le mode le plus avantageux pour faciliter la condensation; cette condensation n'est pas instantanée, il faut toujours un certain temps pour que l'opération s'accomplisse. Par le fait même de l'évacuation de la vapeur au condenseur, évacuation qui est réglée par les fonctions

du tiroir, la pression et la température sont soumises à des variations qui sont accusées par la courbe tracée par un indicateur, et l'on remarque sur cette courbe qu'au moment où l'échappement se produit, une légère augmentation se produit, mais cette augmentation est de courte durée, et l'horizontalité de la ligne qui l'indique prouve que l'équilibre de pression s'établit assez rapidement entre le cylindre et le condenseur en communication. Il n'est pas indispensable pour le bon fonctionnement d'un condenseur que la condensation de la vapeur soit immédiate; ce que l'on cherche surtout à obtenir, c'est une diminution notable de la contre-pression au cylindre en augmentant son volume de celui du condenseur. Lorsque le condenseur a une grande capacité, ce qui était le fait des anciens condenseurs, la diminution de la pression s'accuse par une chute rapide de l'ordonnée qui l'indique; elle est d'abord verticale, puis s'incline légèrement, et ensuite cette pression devient constante pendant la plus grande partie de la course du piston. Sur les premiers navires à hélice, l'insuffisance de la capacité des condenseurs était accusée par un mauvais vide, par la ligne du vide qui n'était pas parallèle à la ligne atmosphérique dite zéro ; l'eau de condensation était chaude, le vide était mauvais, les pompes à air fonctionnaient dans de mauvaises conditions. Ce fait a été constaté sur les premiers transports à hélice. Il est nécessaire dans la construction des condenseurs, en dehors de leur capacité, de tenir compte de la section des tuyaux d'évacuation et de leur direction, il faut que cette section soit la plus grande possible et ne possède pas de coude, et que les jets de l'eau de condensation soient nombreux et bien dirigés, offrant la plus grande superficie à la vapeur arrivante, formant pour ainsi dire plusieurs cloisons liquides que la vapeur devra traverser ou produire une série de jets cylindriques pénétrant la vapeur dans toutes ses parties. L'eau par elle-même étant peu conductrice de la chaleur, ce n'est donc que par une grande division de ces filets, présentant la plus grande surface aux deux fluides qui sont en contact que l'on obtiendra une condensation rapide. La condensation s'opère encore par le contact de la vapeur avec les surfaces extérieures du condenseur et avec celui qu'elle prend avec l'eau qui est tombée à la partie inférieure, mais comme cette eau ne peut être extraite qu'au bout d'un certain temps, sa température de surface augmente et la rend moins efficace pour produire la condensation. Dans certains condenseurs l'eau d'injection arrive par lames, telle est la disposition Mazeline (fig. 274). Ces lames, d'après la direction qui leur est donnée par le régulateur d'injection qui consiste en un robinet dit à lanterne, embrassent toute la surface du condenseur en face de l'arrivée de la vapeur.

Dans la distribution du *Dupuy-de-Lôme* (fig. 278), les lames d'eau

prennent la forme d'une circonférence complète ; par cette disposition, la condensation est plus prompte et la température du condenseur plus homogène. Avec les condenseurs par surface les mêmes faits relatifs à la condensation se produisent, lorsque le tiroir découvre l'orifice à l'évacuation, la vapeur rencontre d'abord des surfaces refroidies par l'eau de circulation et pendant le temps où la vapeur cessait d'arriver. L'eau de circulation est obtenue par des pompes centrifuges indépendantes, ou par des pompes mues par la machine, ce dernier mode est inférieur.

Le nombre de circuits que fait l'eau de circulation depuis son entrée jusqu'à sa sortie donne lieu à des surprises; il y a, par les remous produits par l'eau, certaine quantité de tubes qui ne sont pas traversés par le courant. Les pompes mues directement par la machine n'étaient pas sans présenter des inconvénients ; car, par suite de fuites des tiroirs, les condenseurs pouvaient s'échauffer pendant l'arrêt de la machine.

La vapeur arrivant en contact avec ces surfaces froides elle se condense d'abord en augmentant toutefois leur température et celle de l'eau de circulation. L'orifice d'évacuation du tiroir se découvrant de plus en plus, la surface réfrigérante ne peut pas absorber assez vite la quantité de calories fournies par la vapeur pour déterminer sa liquéfaction immédiate, la température de condensation augmente un peu et aussi la pression dans le condenseur ; mais l'affluence de la vapeur diminuant et cessant complètement à un moment donné par la fermeture du tiroir, ces surfaces se refroidissent de nouveau et prennent presque la température de l'eau de circulation pour une nouvelle période d'évacuation.

Poids d'eau d'injection nécessaire à la condensation d'un poids donné de vapeur à une température déterminée et pendant un temps donné.

La quantité de calories contenue dans un kilogramme de vapeur sortant de la chaudière est de 650 ; mais par suite de son parcours et de son étranglement par les registres, cette quantité s'est abaissée et nous la prendrons égale seulement à 630.

Représentons par : T^o la température du condenseur;
— — t^o celle de l'eau d'injection ;
— — p^{kg} le poids de vapeur à condenser ;
— — P^{gk} le poids d'eau nécessaire à la condensation. Si nous admettons que pendant l'action du mélange aucune calorie n'a été perdue, la quantité totale de calories introduite dans le condenseur se composera de celle de la vapeur introduite dans le condenseur ou $p^{kg} \times 630$ augmentée de celle de l'eau d'injection ou $P^{kg} \times t^o$. Après la condensation on obtiendra en eau, P^{kg} d'eau d'injection introduite plus p^{kg} d'eau de vapeur condensée ou $P^{kg} \times p^{kg}$ à la température T^o au condenseur ou $(P^{kg} \times p^{kg}) \times T^o$,

et comme nous l'avons dit, si aucune perte ne s'est produite, les deux quantités de calories renfermées dans les éléments seront égales, et nous aurons l'équation $p^{kg} \times 630 + P \times t^o = (P \times p) T^o = PT^o \times pT^o$; d'où en faisant passer pT^o dans le premier membre et $P \times t^o$ dans le second, il vient $p\,(630 - T^o) = P\,(T^o - t^o)$; d'où l'on tire $P = p\,\frac{(630 - T^o)}{T^o - t^o}$ ou encore $\frac{P}{p} = \frac{630 - T^o}{T^o - t^o}$, qui exprime le rapport entre le poids d'eau d'injection à celui du poids p de vapeur à condenseur.

Représentons par P' ce rapport $\frac{P^{kg}}{p^k}$; nous aurons $P' = \frac{630 - T^o}{T^o - t^o}$ de cette égalité on déduit;

1° $P'\,(T^o - t^o) = 630 - T^o$;
2° $P'T^o - P't^o = 630 - T^o$;
3° $P'T^o + T^o = 630 + P't^o$;
4° $T^o\,(1 + P') = 630 + P't^o$;
5° T^o, température du condenseur $= \frac{630 \times P't^o}{1 \times P'}$ Cette dernière égalité montre que dans le cas où l'on abaisse la température T^o du condenseur, l'expression $\frac{630 + P't^o}{1 + P'}$ doit diminuer dans le même rapport; il faut donc que P' et t^o diminuent. Mais si l'on diminue T^o, et par suite la pression dans le condenseur, on augmente la pression effective d'autant sur le piston et par conséquent la puissance de la machine. Mais cet avantage ne peut être obtenu qu'en augmentant la quantité d'eau d'injection, et par contre d'augmenter le travail de la pompe à air. De plus, l'eau d'injection est amenée à une température plus faible, et comme elle sert à l'alimentation, il faut donc lui communiquer une plus grande quantité de calories pour la vaporiser.

En balançant les avantages et les inconvénients qui résultent de la variation dans l'eau de condensation, on s'est arrêté à une température de 37° en moyenne dans le condenseur, l'eau d'injection en ayant 15 en moyenne.

Dans ces conditions le rapport $\frac{P^{kg}}{p^{kg}}$ entre le poids d'injection et le poids p^{kg} de vapeur à condenseur est compris entre 27 kilogrammes et 28 kilogrammes; c'est-à-dire que le poids d'eau d'injection est 27 à 28 fois plus grand que celui de la vapeur à condenser; la pression au condenseur étant d'environ 15 centimètres de mercure. Dans les machines actuelles, en estimant la température d'injection à 15° et celle de condensation à 40°, la valeur de P' donnée par la formule $P' = \frac{630 - T^o}{T^o - t^o} = \frac{630 - 40}{40 - 15} = 23^{kg},6$ ou 24^{kg} en chiffre rond. Connaissant la vapeur consommée par force de cheval, il sera facile d'établir la quantité d'eau d'injection nécessaire à une machine d'une puissance déterminée; si cette

quantité est de 14 kilogrammes par heure, il faudra donc $14 \times 24 \times F$. Ce qui permettra de déterminer les dimensions des tuyaux d'injection connaissant la vitesse de l'eau d'injection en fonction du vide et de la différence du niveau entre le condenseur et le niveau extérieur à la mer.

FORME ET VOLUME DES CONDENSEURS

Les condenseurs ont généralement des formes simples, ne présentant aucune difficulté pour leur construction, ils sont parallélipédiques le plus souvent; ils forment un tout compact avec la bâche et la pompe à air; ils sont reliés aux cylindres par des bâtis intermédiaires; ils portent les glissières des traverses des tiges des pistons dans les machines horizontales; ils font partie du bâti qui porte une partie des cylindres dans une machine à pilon, et dans ce cas, ils sont fixés aux carlingues. La forme peut varier avec telle ou telle exigence de construction de machine; mais quelle que soit leur forme, ils doivent être spacieux et offrir un grand réservoir pour les gaz qui s'y dégagent sous l'action du vide produit par la pompe à air, ou qui y sont introduits, et présenter des surfaces étendues pour activer la condensation de la vapeur. Le condenseur doit avoir un volume capable de contenir l'eau provenant de la vapeur condensée, de l'eau d'injection et l'air renfermé dans ces deux fluides augmenté de la quantité qui s'introduit par les différents joints et surtout par les presse-étoupe. On estime que cette dernière quantité est cinq fois plus grande que la première. L'air arrive des chaudières avec la vapeur, celui d'eau d'injection se sépare de l'eau sous la faible pression du condenseur, il leur faut donc un certain volume pour se détendre. Or, connaissant le poids de vapeur dépensé, par conséquent celui d'eau d'alimentation à fournir, dépense de vapeur et extractions, puis celui de l'eau d'injection et l'air introduit; à l'aide de ces données, on pourra arriver à une formule donnant des résultats suffisamment exacts pour la pratique.

Représentons par V le volume d'eau introduit par l'injection, comme l'air qui y est contenu est égal au $\frac{1}{20}$ de ce volume et qu'il s'en introduit cinq fois plus par les presse-étoupe; le volume total d'air sera donc de $\frac{1}{20}$ V + $\frac{5\ V}{20}$ = $\frac{6}{20}$ V ou $\frac{3}{10}$ en divisant par 2 les deux termes de la fraction $\frac{6}{20}$ ou 0, 3 V. Représentons par v' le volume qu'occuperait cet air s'il était soumis à la pression de 0. 76 centimètres de mercure et par v le volume qu'il occuperait sous la pression p du condenseur; comme le poids reste le

même nous aurons $vp = v' \times 0,76$; d'où $V = \frac{v^0 \times 0,76}{p}$, et comme la valeur de p dans les machines actuelles ne dépasse pas 6 centimètres, soit 9 centimètres alors pour la vapeur d'eau, pour une pression totale de 15 centimètres. En remplaçant p par sa valeur 6 dans l'équation précédente on aura $v = \frac{v' \times 76}{9}$ et comme $v' = 0,3$ V (d'eau d'injection) il vient $v = \frac{0,3\ V \times 0,76}{6}$ $= 3,80$ V.

Le volume total V' du condenseur se composera donc du volume V d'eau d'injection plus $\frac{V}{24}$ de vapeur condensée, plus 3,80 de V espace donné à l'air. Ce coefficient 3,80 de V devrait être augmenté de la quantité d'air introduit par l'excédent de l'alimentation pour pratiquer les extractions, dont l'air est laissé libre dans les chaudières et s'écoule avec la vapeur ; le volume du condenseur $V' = V + \frac{V}{24} + 3,80\ V$ sera donc trop petit de la quantité d'air $\frac{1}{48}$, puisque l'extraction enlève 1/2 litre d'eau et laisse son air qui est venu se mélanger à la vapeur, et arrive avec elle. En réduisant l'équation précédente, on obtient : $V' = V\left(1 + \frac{1}{24} + 3,80\right)$ $= 4,84$ V. Cette expression représente le volume minimum du condenseur. Dans les machines bien proportionnées et à moyenne pression, ce volume est calculé d'après celui du cylindre et est en moyenne de 1 fois 1/2 à deux fois ce volume.

CONDENSEUR PAR SURFACE

Comme nous l'avons déjà dit, on appelle condenseur par surface des récipients de forme parallélipipédique ou cylindrique renfermant un faisceau tubulaire dans lequel circule l'eau d'injection, la vapeur l'enveloppant extérieurement et se condensant par un contact avec ce faisceau et avec les surfaces, enveloppes formant le corps du condenseur. Ce genre de condenseur et de condensation est le seul actuellement employé pour les machines à haute pression ; il permet de marcher à l'eau douce si l'étanchéité des tubes est assurée. Les pertes de vapeur et les dépenses d'eau faites par les extractions de surface sont compensées sur les cuirassés et les croiseurs par une certaine quantité d'eau d'approvisionnement renfermée dans des réservoirs spéciaux et par des bouilleurs sur les torpilleurs qui envoient leur vapeur produite dans le tuyau d'évacuation au condenseur. Sur certains croiseurs ces bouilleurs sont très puissants et permettent d'avoir

en permanence un approvisionnement d'eau suffisant pour subvenir à toutes les dépenses.

Les condenseurs par surface présentent plusieurs dispositions qui seront représentées par les figures 294-295, etc., de différents constructeurs.

Quelle que soit la disposition employée, il faut que la vapeur arrive librement et qu'à son arrivée dans le condenseur elle puisse facilement s'épanouir et prendre contact avec le plus grand nombre de tubes ; mais d'un autre côté, il ne faut pas qu'à son arrivée elle les choque directement ; car, par la vitesse et le choc de l'eau qu'elle entraîne, les tubes en face de l'arrivée seraient vite percés. On est donc obligé de mettre un masque protégeant les tubes à cet endroit, mais de telle forme et de telle façon qu'il ne gêne en rien l'épanouissement de la vapeur ; sur de longs tubes les vibrations produites par l'échappement au moment où commence l'évacuation, seraient suffisantes pour produire des fêlures longitudinales. Ce masque est en cuivre et percé d'une multitude de petits trous, ou simplement une espèce de demi-cylindre sans trous et ouvert à ses deux bouts.

Dans ces condenseurs, la surface réfrigérante et la quantité d'eau de circulation et sa température, sont les éléments essentiels à déterminer pour établir un condenseur par surface ; la nature du métal, son épaisseur entrent également en ligne de compte.

Si dans une chaudière la quantité de vapeur produite dépend de la surface de chauffe, de la surface de grille, c'est-à-dire de la quantité de charbon que l'on peut brûler dans un temps donné, par conséquent de l'activité du foyer qui est la source de la chaleur, dans un condenseur l'effet inverse à celui d'une chaudière sera également proportionnel aux surfaces réfrigérantes et au volume d'eau réfrigérante qui circulera dans les tubes, pendant un temps donné et à la température de cette eau.

La relation entre la surface réfrigérante et le volume d'eau de circulation doit être établie de façon à permettre la condensation d'un certain poids de vapeur dans un temps donné et maintenir une température finale constante au condenseur. Dans le fonctionnement d'une machine, la quantité de vapeur affluente au condenseur est maximum lorsque le piston va arriver à la fin de sa course et que le tiroir va démasquer en grand l'orifice d'évacuation ; elle est donc variable de ce moment à celui où s'opère la fermeture de l'orifice d'évacuation ; la pression au condenseur suit donc les mêmes variations, elle n'est donc jamais nulle. Il faut donc pour prévenir les écarts trop grands dans ces variations, donner un volume suffisant au condenseur, présentant sous ce volume la plus grande surface réfrigérante. La vapeur à condenser s'est

détendue dans le condenseur et a déjà perdu par ce fait une certaine quantité de calories qui facilite sa condensation.

Comme la température finale du condenseur reste constante, et que l'eau de la bâche prend cette température, n us prendrons cette dernière comme point de départ pour établir la valeur des surfaces réfrigérantes et le volume d'eau à introduire.

Prenons le cas où il s'agit de condenser un kilogramme de vapeur s'étant déjà détendue et ne possédant plus que 630 calories, représentons par K le coefficient de conductibilité des parois qui sont généralement, soit en cuivre rouge, soit en laiton ; c'est-à-dire la quantité de calories qui peut passer dans un mètre de surface de ce métal par seconde et pour une épaisseur de 1 millimètre et une différence de 1°.

D'après M. Péclet, un mètre carré de cuivre laisse passer dans 1", 19,11 calories pour une différence de 1° entre les faces des deux surfaces, dont ici, l'une est en contact avec la vapeur à condenser et l'autre avec l'eau de circulation. Dans ce cas, le coefficient K de conductibilité de un mètre carré serait pour une heure de $60 \times 60 \times 19{,}11 = 68\,000$ calories. Si l'on admet que la vapeur en arrivant au condenseur ne renferme plus que 630 calories et que la température de l'eau de condensation soit de 40°, il ne restera donc à prendre que 590 calories à chaque kilogramme de vapeur; on pourra donc condenser par mètre carré $\frac{68\,000}{590} = 110$ litres. Mais cette quantité est loin d'être atteinte dans la pratique ; car, lorsque l'on condense de la vapeur par un contact avec une surface, il s'attache sur les tubes une rosée qui nuit à la transmission de la chaleur, ce qui change sensiblement le coefficient K de transmission du cuivre. Ainsi, si l'on accepte une expérience directe qui a été faite par l'usine d'Indret sur un tube en cuivre rouge en forme de serpentin, l'air étant complètement expulsé, on est arrivé à condenser $8^{kg},70$ et $9^{kg},33$ par heure et par mètre carré pour une différence de 1°, ce qui correspond pour la valeur de K à 4 800 à 5 000 colories.

Pour déterminer par une formule générale d'une part, le poids d'eau de circulation et d'autre part la surface réfrigérante :

Supposons que la vapeur renferme seulement 630 calories au moment où elle entre dans le condenseur, et représentons par K le coefficient de conductibilité des tubes qui sont en cuivre rouge, c'est-à-dire le nombre de calories traversant par heure une surface de 1 mètre carré pour une différence de 1°, par T la température provenant de la condensation de la vapeur, par P^{kg} le poids d'eau réfrigérante, par $t°$ la température de cette eau à l'entrée et par $t'°$ celle à sa sortie, par S la surface réfrigérante. Par l'acte du contact de l'eau avec cette surface, la chaleur qu'elle gagne est égale à celle perdue par la vapeur, d'où :

1° $P \times t' - t = 630 - T$. Mais cette quantité de chaleur a dû forcément passer par la surface S proportionnellement à K et en raison de la moyenne des températures $\frac{t^o + t'^o}{2}$ et T.

2° d'où $KS \left[\left(T^o - \frac{t^o + t^{o'}}{2} \right) \right] = 630 - T^o$; éliminons t' dans les deux équations 1° et 2°, il vient :

1° $$t' - t = \frac{630 - T}{P}$$

2° $$2T - (t + t') = \frac{2 \times 630 - T}{KC}$$

d'où en ajoutant il vient $2\,T - 2\,t = (630 - T) \left(\frac{1}{P} + \frac{2}{KS} \right)$, et en réduisant les facteurs $\frac{1}{P} + \frac{2}{KS}$ au même dénominateur il vient :

$$2T - 2t = (630 - T) \frac{1 + KS}{KSP} + \frac{2P}{KSP}$$

ou $$2T - 2t = \left(\frac{630 - T}{KSP} \right) (KS + 2P)$$

divisant par deux un des facteurs de chaque membre il vient :

$$T - t = \left(\frac{630 - T}{KSP} \right) \left(\frac{KS}{2} + P \right)$$

d'où $$KSP = \frac{630 - T}{T - t} \left(\frac{KS}{2} + P \right)$$

Telle est la formule qui permettra de déterminer une des inconnues quand on connaîtra les deux autres.

Ces formules ont été bien simplifiées par les faits de l'expérience ; ainsi, comme nous l'avons vu, par l'expérience d'Indret, 1 mètre carré de surface d'un tuyau en forme de serpentin a permis de condenser $8^{kg},70$ et même $9^{kg},33$ par heure pour une différence d'un degré entre les surfaces ; avant l'expérience l'air ayant été complètement expulsé. Cette condensation n'est pas celle qu'il conviendrait d'adopter, car la condensation que l'on a obtenue est le fait d'un cas spécial. Dans les condenseurs en usage, on n'expulse pas complètement l'air comme nous l'avons vu, et sa présence est une des causes de retard de cette condensation ; il y a aussi la soie qui s'attache aux tubes, et surtout la couche de graisse apportée par la vapeur et qui se dépose sur les tubes et qui devient une cause sérieuse du ralentissement de la condensation. De plus, tous les tubes n'ont pas la même qualité

de condensation. Pour réduire le poids d'eau de circulation, ce qui est nécessité par la section des robinets et des ouvertures pratiquées sur la muraille du bâtiment, on fait faire deux à trois circuits à cette eau dans les tubes ; tous ne reçoivent pas la même quantité, il y en a même qui n'en reçoivent pas. Lorsque la circulation est obtenue par une pompe indépendante, ce qui est le cas actuel sur les nouveaux appareils, on règle à volonté l'allure de la machine auxiliaire pour obtenir une température convenable de l'eau de condensation, température comprise entre 35, 40 et 45° ; cette dernière est maximum. Sur le contre-torpilleur *Cassini*, cette température était dépassée et a donné lieu à certaines modifications dans la direction des coquilles et des crépines d'entrée et de sortie d'eau. Sur les torpilleurs où par une disposition de l'eau d'entrée et par l'emploi d'un seul circuit, la condensation est très rapide, la température de l'eau de condensation ne dépasse guère 35°, mais cette température serait une cause de perte si on l'introduisait dans la chaudière sans être réchauffée ; par des réchauffeurs tubulaires on la porte à 110°.

De toutes les remarques que nous avons faites sur les causes qui influent sur la valeur du coefficient K de condensation, on a été conduit par la pratique à admettre dans les principaux centres de construction : Indret, le Creusot, Forges et Chantiers, les données et dimensions suivantes, rapportées à la surface de grille, et cette manière de voir est on ne peut plus rationnelle ; comme cette surface est le point de départ de la puissance productive de chaleur d'une chaudière, il est clair qu'un condenseur qui doit absorber une partie de cette chaleur soit établi de telle façon à y arriver le plus économiquement possible. Comme on le voit par les deux tableaux 1 et 2, la surface réfrigérante est rapportée à la surface de grille, elle vaut en moyenne 15 fois cette surface au tirage naturel et rapporté au cheval-vapeur à puissance maxima 18 à 20 décimètres carrés, et le poids d'eau qui doit produire l'effet contraire du charbon est indiqué par une colonne du tableau 1. Si on la rapporte à la quantité d'eau ou de vapeur dépensée par cheval et par heure, on voit qu'en admettant une consommation de $1^{kg},2$ par force de cheval cette quantité d'eau de circulation vaudra en moyenne 70 fois celle d'alimentation.

Dans les nouvelles machines à haute pression on indique souvent la surface réfrigérante et le poids d'eau de circulation par force de cheval de 75 kilogrammes et par heure ; il est bien évident que toutes ces données sont liées à la production des chaudières, et, par conséquent, à la surface de chauffe et de grille, puisque ces deux dernières surfaces sont calculées sur la puissance à produire sur les pistons.

Ainsi, sur le *Marceau* la surface réfrigérante est de 29 déci-

TABLEAU I. — *Tableau donnant les dimensions des condenseurs employés dans la marine.*

NOMS des bâtiments.	ESPÈCE des bâtiments.	CONSTRUCTEURS	SURFACE des grilles.	SURFACE condensante		CIRCULATION D'EAU		
				totale.	par m² de grille.	NATURE de l'appareil.	VOLUME D'EAU par heure en m³	
							total.	par m² de grille.
			m²	m²	m²		m³	m³
Suffren.	Cuirassé, premier rang.	Indret.	50,10	720	14	Pompe ordinaire mue par la machine.	2 050	34,6
Infernet.	Croiseur.	Indret.	24	346	14,2	Id.	912	37,5
Tourville.	Croiseur.	Forges et Chantiers.	88,32	1 256	14,2	Pompe rotatoire.	4 320	48,9
Marceau.	Cuirassé, premier rang.	Id.	52,7	1 600	30	Pompe rotatoire indépendante.	7 218	137
Surcouf.	Croiseur.	Claparède.	27	800	33	Id.	»	»
Ouragan.	Torpilleur.	Indret.	4	209	52		600	150

mètres carrés par force de cheval pour la puissance de 5 548 à tirage naturel, et de 13 décimètres carrés par cheval, au tirage forcé, pour une puissance de 12 000 chevaux et pour l'eau 720 à 600 litres aux mêmes allures.

Pour l'*Ouragan*, la surface réfrigérante est de 15 décimètres carrés et pour l'eau 374 litres par cheval de 75 kilogrammes.

On peut donc se servir de l'un ou de l'autre des éléments que nous avons indiqués.

ENCOMBREMENT ET POIDS

Le diamètre extérieur des tubes est généralement de 19 à 20 millimètres, leur épaisseur de 1 millimètre et demi et leur écartement de centre en centre est de 30 à 35 millimètres. Le tableau ci-dessous indique le rapport entre le volume vide du condenseur et la surface réfrigérante.

TABLEAU II

NOMS des bâtiments.	CONSTRUCTEURS	DISPOSITION du condenseur, un corps presque cubique.	SURFACE	VOLUME		POIDS	
				total.	par m².	total.	par m².
			m²	m³	m³	kg.	kg.
Infernet.	Indret.	Un seul corps presque cubique	346	10,175	0,029	1 430	41,3
Dives.	Id.	Deux corps, tubes courts.	117,6	5,040	0,043	7 500	63,8
Petrel.	Creusot	Un seul corps.	108,4	3,428	0,031	5 200	48,1
Suffren.	Indret.	Deux corps, tubes assez courts	720	25,240	0,035	37 250	51,1

On voit que le poids est généralement plus élevé pour un petit condenseur que pour un grand, cela tient à la construction ; car il y a certaines parties qui ne peuvent être réduites proportionnellement à la puissance de la machine. En ajoutant les 8 kilogrammes d'eau qui sont contenus dans les tubes, on pourra actionner à 50 kilogrammes le poids du condenseur par mètre carré de surface.

On peut encore déterminer l'un des trois éléments : 1° surface réfrigérante, poids d'eau de circulation, et coefficient de conduc-

tibilité, lorsque l'on connaît par une expérience pratique faite l'état d'entretien où se trouvent les tubes au bout d'un certain nombre de jours de marche.

On sait, comme nous l'avons déjà dit, que le poids d'eau réfrigérante est proportionnel au poids de vapeur à condenser, à la température de condensation et inversement proportionnelle à l'épaisseur de la surface réfrigérante.

Par conséquent, la quantité de calories transmise par surface S ayant un coefficient K de transmission sera donnée par $Q = KS \left(\frac{t - t'}{e}\right)$, t étant le degré de température de la face intérieure et t' celle de la face extérieure et e l'épaisseur. Pour que Q soit maximum, il faut que le numérateur de cette expression soit le plus grand possible, et que l'épaisseur ou le dénominateur soit le plus faible possible : c'est pour cette raison que l'on a employé les tubes en cuivre rouge étamés n'ayant qu'une épaisseur de 1 millimètre et demi d'épaisseur, de laquelle on obtient le meilleur coefficient de conductibilité et une résistance suffisante de ces tubes. Par des expériences répétées, on a trouvé qu'un mètre carré, pour une différence $t^o - t^o$ de la température de l'eau de circulation que l'on peut considérer constante ou que l'on peut prendre comme moyenne température entre l'entrée et la sortie, ce qui est plus rationnel, et t la température de la vapeur, si la pratique a donné $1^{kg},390$ de condensation par mètre carré et pour un degré de différence, la quantité p pour une surface S et une différence $t - t'$ donnera : $p = 1^{kg},390\ S\ (t - t')$. En pratique on est convenu de conserver une température de 45° à l'eau de condensation pour chaque kilogramme de vapeur condensée. Dans cette condition, il faut $\frac{82^{m2}}{3\,600}$, et 56 litres d'eau réfrigérante à 15° pour un double circuit de l'eau de circulation et $\frac{72^{m2}}{3\,600}$ de surface tubulaire et 47 litres d'eau de condensation avec trois circuits. Il résulte de cette observation pratique qu'il faut moins de surface réfrigérante et moins d'eau de circulation pour le même kilogramme de vapeur condensée avec trois circuits qu'avec deux ; mais, ce que l'on gagne en quantité pour l'eau de circulation, on peut le perdre par la résistance que présente cette eau à circuler.

D'après M. Audenet, ingénieur de la marine, si l'on admet les rapports 30, 40, 50 et 100 des poids de vapeur condensée à l'eau réfrigérante, il faudra par cheval indiqué une surface condensante de mètres carrés : $0^{m2},41$, $0^{m2},18$, $0^{m2},14$ et $0^{m2},10$.

TEMPÉRATURE A LAQUELLE IL CONVIENT D'OPÉRER LA CONDENSATION

Si l'on n'avait en vue que d'augmenter le diagramme, c'est-à-dire diminuer la contre-pression, il faudrait évidemment abaisser la température de la condensation le plus possible ; mais l'abaissement de cette température, et par conséquent de celle de l'eau d'alimentation est une perte de chaleur qui se traduit dans les chaudières par une augmentation de dépense de combustible. De plus cet abaissement de température ne peut être obtenu que par un volume d'eau de circulation plus considérable, ce qui exigera une augmentation de puissance et une augmentation proportionnelle de dépense pour la machine qui opère cette circulation. Ce que l'on veut obtenir, c'est la plus grande somme de travail réalisée avec le moins de dépense possible. La température la plus favorable pour l'eau de condensation est de 40 à 45°.

En effet, supposons un appareil où le volume engendré par les pistons dans les cylindres soit de $16^{m3},5$ par cheval indiqué et par heure ($P = Vd$). $V = \frac{P}{d}$. Ce nombre est généralement celui des machines qui fonctionnent actuellement à la température de 35°. (Fig. 267.) Appelons p la pression en kilogrammes par mètre carré de la vapeur d'eau à la température t du condenseur que nous considérons comme constante ; le travail résistant dû à cette pression, à cette température, sera $F = \frac{V \times p}{270\,000}$; car le travail est égal à la surface du piston × par la course et par la pression par conséquent, au volume V du cylindre multiplié par p ; et comme la valeur du cheval par heure est de 60 × 60 × 75 = 270,000 kilogrammes, si nous admettons 35° pour la température de p, d'après les tables des pressions correspondantes, cette pression sera de 549 kilogrammes par mètre carré. Par conséquent si la courbe des pressions reste constante et que la contre-pression seule varie, la surface du diagramme augmentera ou diminuera avec p d'une portion représentée par l'expression $\frac{16,5\,(549 - p)}{270\,000}$ et cette surface aura pour mesure :

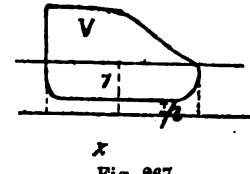


Fig. 267.

$$\frac{1 + 16^{m3},5\,(549 - p)}{270.000}$$

La chaleur dépensée pour transformer l'eau en vapeur variera proportionnellement à $650 - t$; si nous admettons, en pratique,

que le travail positivement dépensé par un kilogramme de vapeur reste le même, il faudra pour avoir le travail total réalisé, multiplier l'expression $1 + \frac{16^{m3},5\ (549 - p)}{270\ 000}$ par le rapport $\frac{650 - 35}{650 - t}$, d'une nouvelle température t, en admettant des températures de condensation de 20°, 30°, 35°, 40°, 50°, 60° et effectuant les calculs, on trouve que le travail développé pour la même dépense de calorique est de 0,998, 0,998, 1, 0,999, 0,984, 0,951.

Par ces résultats, on voit que le travail ne varie guère de 20° à 45°, tandis que l'eau de circulation augmente considérablement et par conséquent la dépense.

DISPOSITION DES CONDENSEURS PAR SURFACE

Les condenseurs à surface actuellement employés dans la marine, ont généralement la forme extérieure cylindrique, formés par un travail de chaudronnerie et fermés à leurs extrémités par des fonds plats ou emboutis fixés par des boulons, ou ils ont une forme parallélipipédique, et dans ce cas, ils sont en fonte ; les formes tiennent à la disposition des machines ; ils sont généralement placés horizontalement ; bien que la position verticale ou inclinée serait plus favorable à la rapidité de la condensation. Autrefois la vapeur circulait dans les tubes et l'eau réfrigérante était extérieure ; maintenant et d'une façon générale la vapeur enveloppe les tubes et l'eau réfrigérante circule dans l'intérieur de ces tubes.

Les avantages attribués au premier système, consistait au nettoyage facile des tubes ; on pouvait les ramoner comme les tubes des chaudières, le rayonnement du condenseur pouvait être diminué, l'eau de circulation étant toujours à une très faible température ; les vases et autres corps pouvaient être recueillis à la partie inférieure ; mais cette disposition avait pour inconvénient la mauvaise circulation de l'eau réfrigérante et surtout lorsqu'elle était produite par une pompe conduite par la machine ; ce qui donnait lieu à une mauvaise utilisation de la surface réfrigérante. Aussi, en est-on revenu à la circulation intérieure dans les tubes. La marine militaire d'Angleterre a conservé la première disposition ; on pouvait encore ajouter comme avantage une surface extérieure réfrigérante plus grande.

Les tubes sont en laiton ou en cuivre rouge étamé pour les préserver de l'oxydation occasionnée par les acides gras ; souvent dans un faisceau tubulaire on trouve des tubes piqués et perforés quand ils sont en laiton ; leur épaisseur varie entre 1 millimètre et demi et 2 millimètres, et leur longueur de 1 à 4 mètres ; avec cette dernière longueur ils peuvent fléchir, et par cette flexion

se fêler dans le sens de leur longueur, on en a souvent trouvé avariés de cette façon, et pour éviter cet inconvénient ils sont soutenus par une cloison verticale; leur diamètre extérieur varie entre 16 milimètres et 20 millimètres; mais généralement il est de 20 millimètres. La longueur est le plus souvent de deux mètres; elle est du reste liée à l'emplacement et à la disposition de l'appareil moteur.

Les plaques de tête des condenseurs sont en bronze fixées par des collerettes et des boulons ou des vis au condenseur; les trous dans les plaques de tête sont percés à un diamètre légèrement supérieur à celui des tubes de façon à ce que leur démontage soit facile; dans l'épaisseur de la plaque de tête on ménage une boîte à garniture, on taraude cette boîte afin d'y visser un presse-étoupe annulaire en bronze; on serre ce presse-étoupe à l'aide d'une clef portant un têton cylindrique s'emboîtant dans l'intérieur du tube et deux ailerons s'engageant dans deux adents rectangulaires pratiqués sur la hauteur de l'écrou; leur vissage et dévissage est très facile; la garniture des presse-étoupe peut consister en un fil de coton trempé dans de l'huile d'olive et faisant trois ou quatre tours dans le sens de la hauteur autour du tube: ce fil a une largeur à remplir l'espace annulaire, on l'introduit dans la boîte à étoupe à l'aide d'un petit matoir en bois et à la main; on fait cette opération en même temps à chaque extrémité du même tube, on serre fortement à la main les deux presse-étoupe à la fois; les tubes dépassant de peu les plaques de tête, ces écrous sont légèrement rétrécis par un mandrin à leur extrémité extérieure afin que le tube ne puisse pas glisser et se désemparer des plaques de tête; la garniture du presse-étoupe peut consister en rondelles en papier découpées à l'emporte-pièce et serrées par le presse-étoupe, ou consister en bouts cylindriques formant la garniture complète de la boîte et appuyés par l'écrou. Ces garnitures en papier ont une durée très grande et produisent une étanchéité parfaite. Les figures 304,305,306,307 représentent les différents systèmes de fixation décrits. Ces dispositions d'emmanchement permettent aux tubes de se dilater librement. L'eau devant faire plusieurs circuits, il faut que la section tubulaire correspondant à chaque circuit soit suffisante pour le passage de l'eau de circulation et que l'espace libre du condenseur soit tel que la vapeur puisse facilement s'y loger. Les dimensions des prises d'eau réfrigérantes étant limitées par des considérations d'un ordre différent de celui qu'il conviendrait de donner à la section la plus convenable pour mieux utiliser la surface réfrigérante; on est tenu d'obliger cette eau à faire deux ou trois circuits, et de fractionner, comme nous venons de le dire, le faisceau tubulaire en trois. La section des prises d'eau et celle des tuyaux d'aspiration n'est que le 1/6 ou le 1/7 de la section totale

du faisceau tubulaire. Or, avec une pareille disposition, il arrive forcément que l'eau réfrigérante reste à peu près stationnaire dans une certaine partie des espaces libres laissés par la division du faisceau tubulaire en deux ou trois circuits et ne produit qu'un effet très inférieur de condensation à celui qu'il devrait produire dans de bonnes conditions.

Si au lieu de prendre un récipient à trois circuits on prenait simplement un réservoir ayant un orifice d'entrée et de sortie opposés l'un à l'autre, d'après les faits rendus palpables par la pratique, on remarque que ce courant d'eau suit la diagonale passant par les deux orifices (fig. 268) et qu'en dehors de cette veine mobile, il n'existe plus qu'un tournoiement d'eau dans les autres parties (fig. 269, 270, 271). Quand on force cette circulation à exister dans un nombre de tubes plus restreint, en plaçant des cloisons pour l'obliger à revenir sur ses pas, comme la flamme dans les chaudières à retour de flammes, le même tournoiement existe toujours de chaque côté de la veine diagonale, bien que diminué. Il est donc très difficile de compter *a priori* sur le résultat

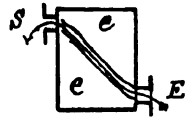


Fig. 268.

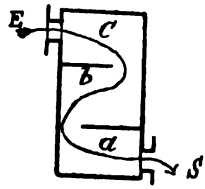


Fig. 269.

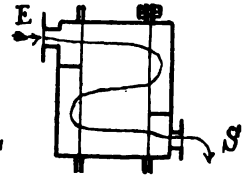


Fig. 270.

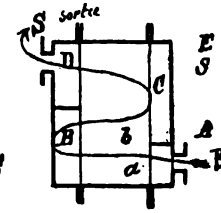


Fig. 271.

théorique du condenseur. L'eau éprouve, à chaque instant de son parcours, des pertes de force vive occasionnées par son frottement et par le changement de direction qu'elle subit. Pour lui continuer la vitesse nécessaire, il faut donc qu'il existe des pressions différentes d'un point à un autre de la masse liquide et ces différences s'observent non seulement quand on compare les deux extrémités d'un même groupe (deux circuits en communication), mais encore s'il s'agit simplement d'un des compartiments situés à l'entrée ou à la sortie.

Ainsi (fig. 271), la pression moyenne de la boîte A doit être plus forte que celle de B, celle de B plus forte que celle de C, et en outre, dans la boîte A elle-même, la pression doit diminuer à mesure que l'on s'éloigne du point d'aboutissement du tuyau d'arrivée. Il suit de là que l'eau doit circuler rapidement dans les

tubes situés en regard de l'arrivée en a, diminuer dans ceux qui s'en écartent et rester stagnante en b. Cet inconvénient n'est pas le seul; car, d'un circuit à un autre, l'eau changeant de direction perd presque complètement sa vitesse primitive pour en reprendre une autre en sens contraire et nécessite un surcroît de travail pour en reprendre une autre en sens contraire. Pour exprimer approximativement cette augmentation de travail due aux diaphragmes, supposons que la circulation se fasse également bien dans les n parcours, et désignons par p_0 p_1 p_2 p_n les pressions existant dans les boîtes A B C. L'eau devant changer complètement de direction en passant de A en B et de B en C, la richesse qu'elle possède en quittant A doit être sensiblement diminuée avant de circuler dans B, il faut donc lui restituer cette vitesse par la différence des pressions existant d'une boîte à l'autre; de sorte que la pression $p_1 - p_2$, par exemple, représente exactement la force nécessaire pour imprimer à l'eau sa vitesse et lui faire parcourir les groupes correspondants.

Comme tous les groupes ont la même section et même longueur, on doit avoir : $p_0 - p_1 = p_1 - p_2 = p_{n-1} - p$ et par suite $p_0 - p_n = n\,(p_0 - p_1)$. Or, la résistance due au frottement par la circulation dans un tuyau est donnée par l'expression $q\left(\frac{L}{D}\,v^2\right)$, dans laquelle v est la vitesse, L la longueur et D le diamètre et par un coefficient vient q. D'autre part la hauteur de chute, qui donnerait à l'eau la vitesse v est aussi donnée par $h = \frac{v^2}{2g}$, faisant la somme de ces deux résistances, il vient de $p_0 - p_1$; il viendra :

$$p_0 - p_1 = v^2\left(\frac{1}{2g} + q\,\frac{L}{D}\right)$$

et par suite :

$$p_0 - p_n = nv^2\left(\frac{1}{2g} + q\,\frac{L}{D}\right)$$

pour avoir le travail exprimé, il suffira de multiplier cette expression par P kilogrammes d'eau de circulation ou :

$$P\left(p_0 - p_n\right) = P\,n\bar{v}^2\left(\frac{1}{2g} + q\,\frac{L}{D}\right)$$

Mais le poids P d'eau = vitesse v multipliée par la section s, d'où $v = \frac{P}{s}$ et en remplaçant v par sa valeur en fonction de P et de s, il vient $T = nP \times \frac{P^2}{s^2}\left(\frac{1}{2g} + q\,\frac{L}{D}\right) = n\,\frac{P^3}{s^2}\left(\frac{1}{2g} + q\,\frac{L}{D}\right)$. Si au lieu de diviser le faisceau en n circuits, on pouvait partager

l'eau également entre tous les tubes, ce qui ramènerait la vitesse à $\frac{v}{n}$, en la faisant passer par une section ns, on n'aurait qu'à dépenser $\frac{P^3}{n^2 s^2}\left(\frac{1}{2g} + q\frac{L}{D}\right)$; divisant le deuxième travail par le premier, on trouve $\left(\frac{1}{n}\right)^3$ pour rapport (cette expression s'obtient par la division d'une fraction par une fraction).

La circulation s'obtient soit directement comme sur les torpilleurs, soit par une pompe conduite par la machine, comme sur le cuirassé *Richelieu*, ou par des moteurs spéciaux indépendants actionnant des turbines système Nœut et Dumont. L'emploi de la machine est certainement plus économique que celui d'un moteur auxiliaire, au point de vue de la dépense de vapeur; de plus, il est plus simple comme installation, et par conséquent plus facile à surveiller; il n'exige pas de dépense de graissage et pour ainsi dire pas d'entretien; sa vitesse est celle de la machine, par conséquent très faible par rapport à celle du moteur auxiliaire; sa surveillance est comprise dans celle de l'appareil moteur; il n'en est pas de même du moteur spécial qui exige une surveillance spéciale et continue. Mais malgré les inconvénients que nous venons de signaler, il a des avantages précieux : celui de pouvoir à volonté varier sa vitesse pour fournir la quantité d'eau de circulation nécessaire à la condensation de la vapeur de la machine sous différentes allures; ce qui n'est pas possible lorsque la pompe est conduite par la machine motrice. Le poids de vapeur à condenser n'est pas directement proportionnel au nombre de tours; par conséquent quand la machine exige, à toute puissance, toute l'eau de circulation pour obtenir une condensation à 40°; quand elle ne marche qu'à demi-vitesse, elle ne dépensera que le 1/8 de vapeur environ, puisque le travail croît comme le cube des vitesses; l'eau de circulation sera donc trop abondante et par conséquent la température de l'eau de condensation trop basse; de plus lorsque la machine conduit la pompe, le mouvement alternatif de celle-ci a une vitesse très variable pendant la course de son piston, elle agit par saccade malgré l'emploi des réservoirs d'air et des petites soupapes atmosphériques placées aux extrémités de son cylindre; par ces petites soupapes, il s'introduit pendant l'opération une certaine quantité d'air qui forme un matelas élastique à chaque fin de course du piston : la quantité d'eau refoulée étant variable, agissant presque par choc, elle fatigue les plaques de tête et les coquilles des condenseurs; elle ébranle les tubes dont quelques-uns glissent de leur emmanchement. Par suite de l'irrégularité de la pompe, les clapets fatiguent, ils peuvent se déchirer et être entraînés dans les coquilles et s'appliquer par l'effort du courant contre l'entrée des tubes, ce qui en diminue la section libre. Dans

un stopage, si les tiroirs ne sont pas étanches, les condenseurs s'échauffent; on est alors obligé d'établir une circulation à part qui s'opère par la différence des températures entre les diverses hauteurs de l'eau dans le condenseur; cette eau que l'on règle par un petit robinet tombe à la cale. Si les condenseurs s'échauffent par trop, malgré ce moyen, on est obligé de fermer les soupapes d'arrêt, inconvénient grave, ou de faire quelques tours en avant et en Ꝛ pour renouveler l'eau des coquilles. Et enfin dans un stopage assez prolongé, on ne peut pas profiter de la vapeur en excès, en la condensant, si on avait une circulation indépendante, il faut donc compenser cette perte par l'introduction d'eau salée dans les chaudières.

Les moteurs spéciaux qui actionnent les pompes de circulation, malgré les inconvénients qu'ils présentent remplissent le but proposé : température constante d'eau de circulation, travail régulier, condensation de la vapeur en excès pendant un stopage : ces pompes sont représentées par les figures 314, 315, 317 (p. 430, 437).

Dans les nouveaux appareils puissants, il arrive fréquemment que les moteurs auxiliaires conduisent également les pompes à air.

TRAVAIL ABSORBÉ PAR LA CIRCULATION

Les condenseurs par surface étant presque toujours placés au-dessous de la flottaison, il n'y a pas en général à élever l'eau de circulation, mais simplement à lui faire traverser l'appareil et par conséquent à lui imprimer une force vive $\frac{Pv^2}{2g}$ qui représenterait tout le travail; mais il y a les frottements. Si l'on admet une vitesse $v = 4$ mètres par 1" et 500 kilogrammes d'eau réfrigérante par cheval (ce qui correspond à 70 fois l'eau d'alimentation) et par heure, la force vive serait donc dans ce cas de $\frac{500 \times 4^2}{2g} = \frac{500 \times 16}{19,62} = 408$ kilogrammes; ce nombre ramené à la seconde $\frac{408^{kgm}}{270\,000} = 0^{ch},0015$; mais le travail réel est égal à 15 et 20 fois cette quantité, à cause des frottements ou $0^{ch},03$. On a observé que pour obtenir la vitesse de sortie de 4 mètres, la pression exercée sur un manomètre placé sur le tuyau de refoulement d'une pompe de circulation indiquait 40 centimètres de mercure, soit une hauteur de $5^m,44$; or, pour avoir la charge totale nécessaire, il faut ajouter une certaine quantité à ce chiffre pour tenir compte de la résistance de l'eau à son passage dans la crépine et prendre 6 mètres en chiffre rond. Avec le condenseur à injection par mélange, la

pompe à air aspire dans un vide moyen de 60 centimètres, ce qui revient à élever l'eau à une hauteur de $8^{m},16$; mais la quantité d'eau d'injection pour condenser 1 kilogramme de vapeur n'est que de 26 litres, tandis que celle de circulation est de 40 au minimum, donc les travaux sont dans le rapport des nombres $\frac{240}{212,6}$. De sorte qu'en définitive le condenseur par surface ne présente pas un avantage marqué au point de vue de la dépense du travail sur le condenseur à injection.

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS DES CONDENSEURS PAR INJECTION ET PAR SURFACE

Au point de vue du travail, comme nous venons de le faire remarquer, la différence est peu sensible; mais dans leur emploi, le condenseur par mélange ne permet pas l'emploi de l'eau douce, par conséquent il ne peut pas convenir pour les machines à haute pression à cause des dépôts nombreux, calcaires, alliés au chlorure de sodium qui se déposent principalement sur les tubes, sur les ciels des foyers et sur les boîtes à feu. Ces dépôts nuisent à la conductibilité de la chaleur; ces surfaces peuvent même rougir et présenter de graves inconvénients au point de vue de la solidité des parties chauffées, et de la production de vapeur lorsque ces croûtes se détachent; les rivures des tubes cessent d'être étanches; de plus pour maintenir une valeur constante de 3° au salinomètre réglementaire, il faut extraire un demi-litre d'eau pour 1 kilogramme d'eau vaporisée, ce qui occasionne une perte de calories; cette proportion résulte de l'équation suivante :

Si nous admettons que le degré de saturation doit être de 3° du saturomètre réglementaire, soit $0^{gr},605$ par litre, quelle sera la quantité d'eau d'alimentation qu'il faudra introduire dans la chaudière pour qu'en vaporisant 1 kilogramme de cette eau, le degré de saturation reste constant; en représentant cette quantité par x, quand on aura vaporisé 1 kilogramme de cette eau, il ne restera que $x - 1$ de cette eau et comme la quantité de sel reste la même $(x - 1)\ 105 = x \times 35$, quantité introduite; donc $105\ x - 105 = 35\ x$ ou $x = 1,5$ représentant le volume de l'eau d'alimentation; donc il faudra introduire $1^{lit},5$ d'eau dont 1 sera vaporisé et 0,5 extrait. Si nous admettons que la température de l'eau d'alimentation soit de 40° et que la chaudière fonctionne à une pression absolue de $2^{kg},5$ correspondant à une température de 130°, et comme le pouvoir calorifique de l'eau de mer n'est que 0,82 de celui de l'eau pure, la perte de calories sera donc de $0,5 \times (130 - 40) \times 0,82 = 37$ calories; le nombre de calories absorbé par

la vaporisation étant de $(640 - 40) = 610$; la dépense totale sera donc de 647 calories et le rapport $\frac{37}{647} = \frac{1}{17}$ en nombre rond sera la perte de calories.

Ainsi donc en dehors des inconvénients matériels présentés par l'emploi du condenseur par mélange, il entraîne encore à une perte riche de 1/17 du nombre total de calories dépensées. Il nécessite en outre l'emploi d'une pompe à air beaucoup plus volumineuse que celle d'un condenseur par surface, puisqu'elle doit enlever une quantité d'eau plus considérable et l'air introduit par l'injection.

Les avantages du condenseur par surface sont les suivants :

1° Suppression à peu près complète des dépôts salins et calcaires ;

2° Augmentation de la pression dans les chaudières, permettant une plus grande détente dans les cylindres, par conséquent une économie sensible dans l'emploi de la vapeur ; les anciens appareils qui dépensaient $2^{kg},500$ à 3 kg de charbon, on arrive à ne plus dépenser que $0^{kg},800$ par force de cheval et souvent moins aux essais ;

3° L'eau de circulation peut ne pas être pure sans pour cela nuire au bon fonctionnement de la machine ;

4° Régularité plus parfaite dans l'alimentation, puisqu'il n'y a plus à corriger les inégalités de niveau produites par les extractions ;

5° Plus de régularité et moins de travail de la pompe à air, vide plus constant ;

6° Économie de combustibles $\left(\text{de } 1/17 \text{ à } \frac{1}{15}\right)$ par la suppression des extractions ;

7° Economie résultant de l'emploi de la haute pression ;

8° Plus grande propreté dans les chaudières, par conséquent diminution du travail d'entretien et production plus constante de la quantité de vapeur pendant un fonctionnement d'une certaine durée ;

9° Diminution du volume des bâches, qui ne sont plus que de simples réservoirs indépendants munis d'une colonne de niveau qui indique en même temps le fonctionnement des pompes et celui des pompes alimentaires ;

10° Il rend les manœuvres des machines plus rapides en supprimant les injections ;

11° Maintient une température constante au condenseur.

Ses inconvénients sont :

1° Augmentation du nombre des pompes ;

2° Augmentation d'encombrement et de poids ;

3° Emploi répété de la même eau d'alimentation, présence des graisses dans les chaudières, cause d'oxydation ;

4° Emploi d'un tuyautage spécial pour pratiquer des extractions

de surface et installation d'électrogène pour éviter les oxydations rapides ;

5° Complication plus grande dans la construction ;

6° Chances de fuites soit par suite de fuites aux presse-étoupe de tubes, soit par fêlure, soit par leur oxydation partielle en certains endroits où l'effet galvanique se produit avec une rare intensité, effet pouvant provenir de la nature du métal ; et en cas de perforation ou de toute autre avarie dans les tubes, amenant la transformation de ce condenseur en condenseur par mélange, par conséquent reproduction des inconvénients signalés au condenseur par mélange ; et dans ce cas insuffisance des pompes à air et par conséquent diminution de la puissance du moteur ;

7° Augmentation du volume de l'eau réfrigérante par rapport à celui de l'injection ordinaire, par conséquent augmentation de la section des orifices d'entrée et de sortie de cette eau ;

8° Entretien plus considérable ; il faut maintenir les tubes propres ; ce qui nécessite l'emploi de filtre à éponges pour retenir les graisses et des lavages à la potasse aussitôt que les tubes se recouvrent d'une couche de graisse ;

9° Augmentation des prix de l'appareil. Au moment de la mise en place des tubes, il faut faire un essai d'étanchéité à la pompe à bras en soumettant l'intérieur du condenseur à une pression de deux atmosphères.

Mais quels que soient ces inconvénients, il est le seul possible dans l'application des machines à haute pression.

CONDENSEUR PAR MÉLANGE

D. — Que comprend un condenseur par mélange (fig. 272-273) ?

R. — Tout condenseur par mélange se compose d'abord :

1° Du récipient *Co* dont nous avons parlé, en définissant son but et en donnant ses dimensions.

2° De la bâche *Ba*, compartiment vide, venue de fonte avec le condenseur et située immédiatement au-dessus du condenseur proprement dit.

3° Du tuyau *Ev* d'évacuation de la vapeur au condenseur du robinet de prise d'eau à la mer et du tuyau *Ti* d'injection, du robinet régulateur *Rg*, d'injection du tuyau crépiné *Ei*, de l'injection par l'eau de la cale *le* (fig. 273) muni de son robinet *Rc*, et ce tuyau débouche directement dans le condenseur sans ajutage ; mais il porte une crépine à son extrémité débouchant dans la cale afin d'empêcher les corps étrangers de s'introduire dans le condenseur et d'engager les clapets de la pompe à air. On se sert de cette injection en cas de voie d'eau ; comme nous l'avons vu, elle est puissante.

4° De la pompe à air P*a* de son piston P en bronze portant deux clapets en bronze C_1C_2 (fig. 272) ayant leur charnière sur la matière du piston, servant à l'emmanchement de la tige, leurs axes portent des écrous et sont goupillés; leur levée est limitée par les butoirs b_2 b_2 du même jet de fonte que la charnière ; la tige T*p* est en fer recouverte d'une chemise en bronze, ou tout en bronze, C*p* clapet de pied ou d'aspiration, C*t* clapet de refoulement ou de tête également à charnière et dont la levée est limitée par les butoirs b_2 b^2.

5° Du reniflard R ou soupape de purge du condenseur. Cette soupape se soulève quand la pression dans le condenseur dépasse la pression atmosphérique, au moment de la mise en marche; elle prévient les engorgements dans le condenseur. Cet engorgement est fréquent dans les machines Mazeline, où cette soupape est située au-dessous de la pompe à air. Quand on injecte au premier tour de la machine, le vide se produit immédiatement au condenseur puisque l'air a été expulsé par la vapeur, et que celle-ci est condensée immédiatement; mais par l'effet de ce vide, les clapets d'aspiration ne se soulagent pas, et la pompe à air ne s'amorce pas ; on voit alors le vide baisser, et si l'on maintenait l'injection ouverte, l'eau s'accumulerait dans les condenseurs et viendrait remplir les cylindres par les tiroirs. Ce fait s'est produit sur les machines Woolf à trois cylindres et sur les machines ordinaires à deux cylindres système Mazeline. Lorsque, au moment de la mise en marche, on voit le vide monter, puis baisser rapidement, il faut immédiatement fermer le registre d'injection; la vapeur ne se condensant plus, elle exerce alors une pression sur la nappe d'eau du condenseur et les clapets d'aspiration se soulagent et la pompe à air s'amorce, on s'en aperçoit de suite à la montée du vide. Une fois que les chambres des clapets sont pleines d'eau, ainsi que le corps de la pompe à air, on règle l'ouverture de l'injection.

6° De la soupape S ou diaphragme d'échappement de l'eau du condenseur et au-dessus de la flottaison ; cette soupape empêche le retour de l'eau au condenseur dans un cas de fort roulis; elle fonctionne comme la pompe à air, d'une façon intermittente, elle retombe sur son siège à chaque coup de piston de la pompe *ta* tuyau servant à l'évacuation des gaz situés à la partie supérieure de la bâche et au trop plein de l'eau en cas d'engorgement.

A*li*, prise d'aspiration des pompes alimentaires à la bâche.

7° Des robinets I*e* ou R*g* permettent l'injection avec l'eau de la cale en cas de voie d'eau.

La garniture du piston de la pompe à air se compose de tresses en coton ou en chanvre trempées à l'avance dans un mélange de suif et d'huile d'olive chauffée à la température de la fusion du suif; elles sont pressées par une couronne presse-étoupe en

bronze et serrée par des prisonniers avec écrous goupillés ; cette couronne est serrée de façon à venir porter contre la face plane du piston ; on y arrive à l'aide d'une tresse plate ; cette condition

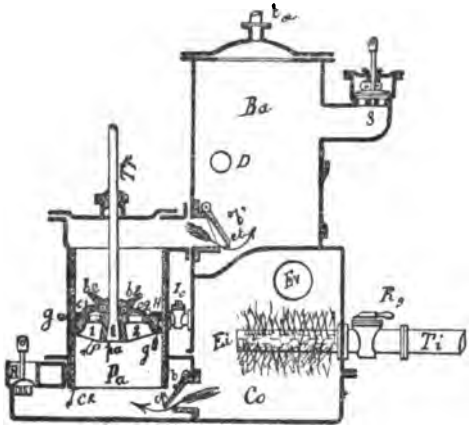


Fig. 272.

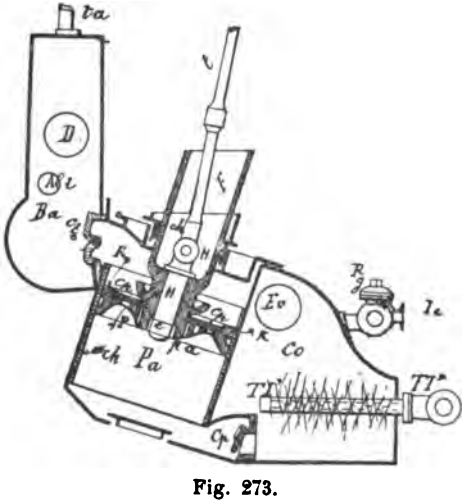


Fig. 273.

Légende des figures 272 et 273.

Co, condenseur proprement dit.
Ti, tuyau d'arrivée d'eau d'injection de la mer.
Rg (fig. 272), robinet régulateur de l'injection.
Tl' et Ei, prolongement crépiné du tuyau d'injection.
Rc et Ie, robinets régulateurs de l'eau d'injection de la cale.
Pa, pompe à air.
Ch, chemise en bronze du cylindre de la pompe à air.
P, piston en bronze de la pompe à air.
gg, garniture en chanvre du piston de la pompe à air.
Tp, tige du piston de la pompe à air avec emmanchement conique et clavetée.
Ev, tuyau d'arrivée de la vapeur au condenseur.
1 et 2, orifices du piston pour le passage des gaz et de l'eau.
Cp, clapet d'aspiration des gaz et de l'eau au condenseur.
C, C,, clapets du piston en bronze et à charnière venue de fonte avec le corps du piston.
b, b,, buttoirs en bronze venus de fonte avec le piston et limitant la levée des clapets.
Ct, clapet de refoulement ou de tête de la pompe, refoulant les gaz et l'eau du condenseur dans la bâche.
b', butoir limitant la course du clapet.
Ba, bâche recevant les gaz et l'eau du condenseur.
S, soupape d'échappement ou diaphragme se soulageant à chaque coup de pompe pour l'évacuation de l'eau d'injection et de vapeur condensée et isolant la bâche de l'extérieur, empêchant l'eau de rentrer en cas de roulis.
ta, tuyau d'évacuation des gaz.
Ali, prise d'eau des pompes alimentaires dans les bâches.
Ce condenseur était celui des machines à balancier.

est indispensable ; il faut que la garniture soit serrée suffisamment. Si la couronne ne venait pas reposer sur le piston au bout d'un certain temps de fonctionnement elle pourrait prendre du jeu entre les écrous et arracher les prisonniers ou les casser. Il

faut donc apporter le plus grand soin dans la confection de cette garniture. Quand on se sert de mélange de suif et d'huile, il faut que cette pâte soit chaude au moment de la mise en place des tresses, froide elle présenterait une résistance à l'écrasement qui empêcherait le serrage du presse-garniture. L'huile seule protège suffisamment les tresses et ne présente pas l'inconvénient de la présence du suif.

DIFFÉRENTS TYPES DE CONDENSEURS PAR MÉLANGE APPROPRIÉS AUX MACHINES EN USAGE

Chaque type de machine présente sa variété de condenseur appropriée à la disposition de ses organes.

Les principaux types peuvent se résumer dans les types suivants :

1° Ceux des machines à balancier que nous venons de décrire (fig. 272) ;

2° Ceux des machines oscillantes (fig. 273);

3° Ceux des machines horizontales à deux ou trois cylindres système Mazeline (fig. 274);

4° Ceux des Forges et Chantiers (fig. 274 et 275) type *Revanche;*

5° Ceux de l'usine d'Indret (fig. 276).

CONDENSEUR DES MACHINES OSCILLANTES

Ce condenseur, représenté par la figure 273, comprend le récipient C*o*, condenseur proprement dit en fonte de fer venu de fonte avec la pompe à air.

T*i*, régulateur et appendice de l'eau de mer servant à l'injection et à la condensation de la vapeur.

R*g*, robinet régulateur de l'injection à la mer;

R*c*, robinet régulateur de l'injection à l'eau de la cale ;

P*a*, pompe à air cylindre en fonte garnie d'une chemise en bronze;

P, piston en bronze à fourreau portant les butoirs des clapets ;

bb, butoirs du clapet du piston venu de fonte avec ce dernier;

C*p*, clapet en caoutchouc butant contre les butoirs *bb*;

H, boulon à chape sur lequel vient s'articuler la bielle *tt* du piston, *e'* ergot empêchant H de tourner;

e, écrou fermé et goupillé reliant le fourneau F au piston ;

gg, garniture en tresses en coton ou en chanvre trempées dans l'huile d'olive pour assurer un frottement onctueux et assurer la durée des tresses;

KK. couronne presse-étoupe de la garniture *gg* fixée au piston à l'aide de prisonniers taraudés dans le piston et d'écrous goupillés, ou à l'aide de vis vissées dans l'épaisseur du piston et maintenues à poste par une couronne frein ;

P*v*, porte de visite de la pompe à air;

C*v*, couvercle de la pompe à air ;

C*t*, clapet de tête ou de refoulement de la pompe à la bâche;

B*a*, bâche du condenseur;

A*l*, aspiration de la pompe alimentaire à la bâche ;

D, tuyau de décharge de la bâche au-dessus de la flottaison ;

t_o, tuyau pour l'évacuation des gaz; ce tuyau dans un bon fonctionnement ne doit laisser échapper que des gaz humides.

La bâche, comme il est indiqué par la figure, représente un volume assez grand ; ce volume est rempli d'air à sa partie supérieure ; cet air établit un matelas élastique au-dessus du niveau de l'eau et empêche les chocs de se produire au moment du refoulement de la pompe à air et rend à peu près régulier l'écoulement de l'eau.

Condenseur Mazeline, disposition de la couronne (fig. 274). — Les deux condenseurs sont reliés entre eux, leurs bâches sont en communication ; la vapeur arrive par le tuyau T*ev* et l'eau d'injection

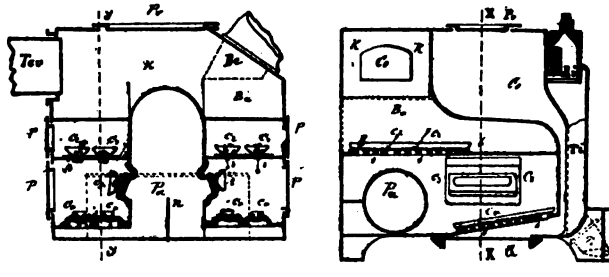


Fig. 274.

par le conduit en fonte T*i* sur la partie supérieure duquel est fixé le régulateur à lanterne R*i* ; les régulateurs d'injection se manœuvrent à la fois, ou séparément à l'aide de traverses et de tringles formant une espèce de parallélogramme; un axe vertical muni d'un volant de manœuvre, et un pignon à la partie supérieure de cet axe engrenant avec un secteur denté fixé sur la clé du robinet régulateur du condenseur A*l*; la traverse fixée sur ce premier robinet commande le second par les tringles et la traverse formant parallélogramme ; le volant qui sert à leur manœuvre porte des adents qui permettent de rendre indépendante la manœuvre de chaque robinet.

Ces robinets régulateurs étaient munis d'un presse-étoupe ; il fallait avoir bien soin lorsque l'on était stoppé sous pression de s'assurer de la manœuvre de ces robinets ; car si le condenseur venait à s'échauffer, il devenait impossible de les manœuvrer, il fallait refroidir les condenseurs par l'extérieur et fermer soupapes d'arrêt ; ces inconvénients connus, il fallait donc les éviter par une simple attention.

n, cloison verticale et longitudinale empêchant l'eau des condenseurs de se déplacer dans les coups de roulis et à rester dans le compartiment d'aspiration des clapets. P*o*, pompe à air avec piston et garniture en tresses de coton ou de chanvre serrée par une couronne presse-étoupe toujours serrée à bloc sur la face du piston.

C*a*, C*a*, clapets d'aspiration composés chacun d'une seule bande de caoutchouc venant s'emboutir contre les butoirs *bb* ayant en coupe la forme demi-cylindrique ; ces butoirs sont en bronze et fixés sur des prisonniers également en bronze et taraudés dans l'épaisseur du siège ; les clapets sont percés et emmanchés dans ces prisonniers qui ont une partie cylindrique pour les recevoir, les trous ont leurs bords extérieurs légèrement arrondis par le perçage afin que le clapet dans son mouvement de rabattement, comme s'il était à charnière, vienne facilement s'emboutir contre les butoirs ; entre l'épaisseur du clapet et le butoir, on laissait un jeu de 3 millimètres afin de permettre une levée verticale au clapet sans fatiguer ; cette levée facilite l'emboutissement. Les prisonniers portent une embase sur laquelle viennent reposer les butoirs qui sont alors serrés par des écrous et contre-écrous et munis d'une goupille pour les empêcher de se desserrer. Au début de la mise en place de ces clapets, les butoirs reposaient directement sur le clapet qui était alors bridé ; le butoir était serré plus ou moins régulièrement, pendant le fonctionnement, et par les battements, le clapet s'amincissait, le butoir prenait du jeu, et finalement par des chocs répétés arrivait à casser les prisonniers et à se promener dans le condenseur ; c'est à la suite de la constatation d'un fait de cette nature que les prisonniers ont porté des embases pour recevoir les butoirs et assurer un serrage à bloc et permettant une levée de 3 millimètres aux clapets avant de s'emboutir. Cette manière de disposer les clapets s'applique à toutes les pompes à air. Les sièges *ss-s's'* des clapets d'aspiration et de refoulement sont à grillage et en bronze, ils sont fixés au condenseur à l'aide de boulons en fer munis d'écrous borgnes afin d'empêcher l'oxydation.

C_1, C_2, clapets de refoulement ; ces clapets sont disposés de la même façon que les clapets d'aspiration, leur surface est un peu plus grande que celle des clapets d'aspiration. C*s*, clapet supplémentaire d'aspiration, destiné à aspirer les gaz qui se trouvent

au-dessus de la nappe d'eau. Le vide laissant à désirer dans les machines Mazeline, le constructeur dans le but de l'améliorer a fait placer ces clapets supplémentaires. Du tuyau de décharge, à la mer débouchant en dessous de la flottaison muni d'un robinet

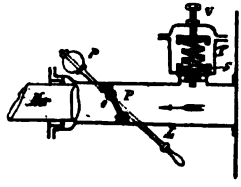


Fig. 275.

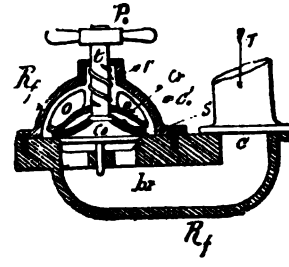


Fig. 276.

Co, condenseur.
Ba, bâche.
Ti, tuyau d'injection à l'eau de mer.
Ri, robinet régulateur d'eau d'injection avec cadran et aiguille indicatrice en 1/10.
Pa, pompe à air.
Co Co, clapets d'aspiration.
Cr Cr, clapets de refoulement.
b b, buttoirs des clapets.

Cs Cs, clapets supplémentaires d'aspiration pour faciliter l'augmentation du vide.
Tir, arrivée de la vapeur du cylindre dans chaque condenseur.
De, tuyau d'évacuation ou de décharge de l'eau d'injection et de vapeur condensée.
P, Pv, Pv, portes de visites des condenseurs et des bâches.
Rf, reniflant communiquant avec le condenseur par la tubulure T.

d'isolement et sur le tuyau d'échappement et en avant du robinet d'un diaphragme (fig. 275) en forme de papillon P excentré tournant autour d'un axe *o*; sur le prolongement extérieur de cet axe est fixé un levier L à poignée portant à une autre extrémité un contrepoids P qui maintient à poste le clapet P dans la position de fermeture ou d'ouverture; on prend la précaution de l'ouvrir avant la mise en marche; une soupape de sûreté S maintenue à poste par un ressort *p* réglée par une vis *v*, se soulagerait dans le cas où, par oubli, on n'aurait pas ouvert le robinet de décharge.

Le condenseur est muni d'une soupape R dite Reniflard servant à purger et à vider le condenseur. Cette soupape fonctionne au début de la mise en marche, elle sert de passage à l'air et à l'eau lorsque le vide n'existe pas dans le condenseur. Dans les machines Mazeline, le reniflard est fixé sur le plaque de fondation aboutissant à une colonne creuse qui supporte le condenseur; sur cette même colonne est fixé le tuyau et le robinet aspirant l'eau d'injection à la cale, sur la colonne correspondante supportant le condenseur est fixé le tuyautage des pompes alimentaires. Ce reniflard correspond donc par la boîte R*f* et la tubu-

lure T au condenseur; d'une soupape S appuyant sur un siège en bronze ajusté dans la fonte, d'une membrane C'*o* en caoutchouc, d'une cloche C*r* en cuivre contre laquelle vient s'emboutir la membrane en caoutchouc, d'une cloche A*v* percée d'orifices *oo* servant de dégagement aux gaz et à l'eau; d'une tige *t* venue de fonte avec le clapet, d'une poignée P permettant de tourner la soupape S et de soulager le clapet au mouillage d'un ressort *r* de faible tension faisant retomber le clapet sur son siège et exerçant une légère pression.

Dans le condenseur il existe non seulement l'air renfermé dans l'eau d'injection qui s'en sépare et se dilate en raison de la différence de pression de l'eau à l'état naturel et de celle qui existe dans le condenseur, mais aussi de l'air qui pénètre dans le condenseur par les presse-étoupe des tiges des pistons à vapeur, par des joints mal confectionnés par les presse-étoupe des tuyaux d'émission de vapeur au condenseur, par les différentes soupapes; ces volumes d'air et de vapeur qui se dégagent par suite d'une diminution de pression au condenseur doivent occuper un volume suffisant; c'est pour cette raison que l'on donne au condenseur un volume de $1^{dm^3}372$ par force de cheval pour que l'eau d'injection unie aux gaz n'y soit pas soumise à une pression trop élevée si la pompe à air est à simple effet.

CONDENSEUR DES FORGES ET CHANTIERS

Les Forges et Chantiers de la Méditerranée ont construit deux types de condenseur ne présentant de différence que dans la disposition du corps de pompe de la pompe à air (fig. 277, vues 1, 2; fig. 278, vues 1, 2, 3). Ce condenseur C*c* comprend la partie gauche de la figure, la bâche B*a* qui est à droite, et la pompe à air P*n* avec garniture en tresses de coton munie d'un presse-étoupe fixé par des prisonniers et des écrous; la tige est en fer recouverte d'une chemise en bronze, le cylindre de la pompe à air ne possède une chemise en bronze que sur une certaine partie de sa longueur; la tige possède une embase, traverse le piston, est fixée à l'aide d'un écrou borgne; la pompe à air est conduite par une crosse de la tige inférieure du piston; la pompe alimentaire est conduite par une crosse de la tige supérieure, cette pompe est dite à piston plongeur avec bague en cuivre *d* servant de guide au piston, de clapets circulaires en caoutchouc C*a*,C*a* d'aspiration s'emboutissant sur des calottes sphériques *bb*; ces calottes sont fixées à l'aide de prisonniers taraudés dans l'épaisseur du siège fixé lui-même sur des nervures du condenseur; ce siège est percé d'orifices trapézoïdaux et dirigés selon les rayons (fig. 281 *bis*), le prisonnier de fixation porte une ambase

sur laquelle vient appuyer la calotte ; elle est maintenue à poste par deux écrous ; un jeu de 3 millimètres existe entre le clapet et le

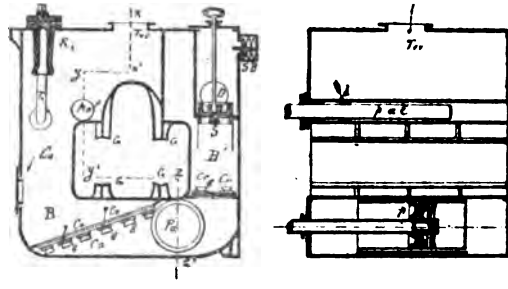


Fig. 277, vues 1 et 2. — Coupe *xx' yg' zz'*.

butoir afin de lui permettre de soulager verticalement et de s'emboutir contre la calotte ; l'ouverture est progressive et ne donne pas lieu à ces chocs dus à une ouverture brusque ; C*r*,C*r*, clapets de

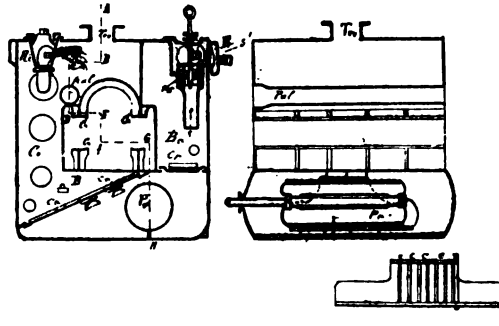


Fig. 278. — Vues 1, 2, 3.

tête ou de refoulement ; ils sont fixés de la même façon. Autrefois ces clapets n'étaient formés que par deux bandes de caoutchouc, disposition Mazeline ; mais la division des clapets est un progrès, puisque quand il en part un ou quelquefois deux, la pompe peut encore fonctionner. R, régulateur à lanterne, un ou deux mus par une vis et une tringle commune dont on peut modifier la longueur pour rendre égale l'ouverture des robinets R*i* ; T*i*, tuyau de l'arrivée d'eau d'injection. B*o*, bâche. S, soupape de décharge retombant naturellement sur son siège par son poids ; suspendue en marche soit à l'aide d'une lanière en caoutchouc, soit à l'aide d'un long ressort à bondin qui l'empêche juste de tomber sur son siège aux

intermittences de fonctionnement de la pompe à air. S*b*, soupape de sûreté de la bâche qui fonctionnerait par oubli d'ouverture des robinets de décharge ; elle est appuyée sur son siège par le moyen de ressorts pouvant varier dans leur forme (fig. 277-278). D, sortie de l'eau d'injection. G,G,G,G, glissières de la traverse des tiges du piston. T*iv*, tuyau d'arrivée de la vapeur au condenseur.

(Fig. 278.) La modification apportée consiste donc dans celle de la pompe à air qui est à piston plongeur et dans le corps de pompe qui est taillé en sifflet ; c'est-à-dire que la partie inférieure est plus longue que la partie supérieure ; il possède une chemise en bronze rapportée et fixée au condenseur par des nervures ; cette chemise porte des gorges cannulaires faisant garnitures hydraulique (vue 3). Comme dans les autres condenseurs une disposition de tuyautage permet d'injecter avec l'eau de la cale en cas de voie d'eau.

CONDENSEUR D'INDRET POUR MACHINE A TROIS CYLINDRES

Ce condenseur, représenté par la figure 279, se compose des compartiments supérieurs formant le condenseur proprement dit et de la bâche B*a* divisée en deux parties par une cloison réunie par un

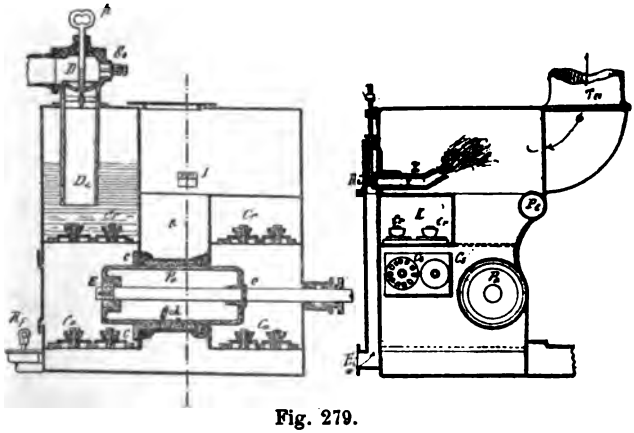


Fig. 279.

canal K ; de la pompe à air P*a* à piston plongeur, le cylindre est garni de bandes de gaïac ajustées en queue d'aronde appuyant par l'une de leurs extrémités contre une cloison et maintenues à poste par une couronne *cc* fixée à une cloison opposée à la pre-

mière. La tige du piston est en bronze et fixée au piston par une embase *e* et un écrou E goupillé ; les clapets C*a*C*a* d'aspiration et C*r*C*r* de refoulement sont circulaires et s'emboutissent sur des calottes demi-sphériques dont la fixation est la même que celle des condenseurs précédents et les clapets sont établis dans les mêmes conditions. L'eau d'injection arrive par un canal E*i*, elle est distribuée par un régulateur d'injection qui est une plaque frottante en forme de D muni d'un appendice I' à bec aminci lançant l'eau d'injection en forme de nappe rencontrant la vapeur qui arrive par le tuyau T*v* ; C_1,C_1, clapets supplémentaires pour aspirer les gaz à la surface de l'eau.

D'un tuyau de décharge muni d'une soupape *s* terminée par une tige qui permet de manœuvrer cette soupape et de la maintenir suspendue pendant le fonctionnement.

DIVERS MODES DE FIXATION DES CLAPETS

(Fig. 280, vues 1 et 2.) Dans les anciennes machines à mouvement lent, les clapets étaient en bronze montés à charnière; sur la longueur de la charnière, il existait une nervure formant buttoir; elle était taillée en conséquence pour qu'en buttant contre la cloison verticale K le clapet s'ouvre d'une quantité suffisante, leur inclinaison et leur poids leur permettaient de

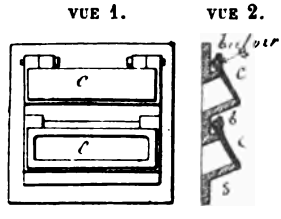


Fig. 280.

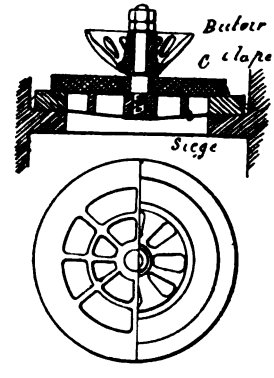


Fig. 281.

fermer leur orifice; ils étaient fractionnés afin d'être moins lourds, l'axe de leur charnière était goupillé afin qu'il ne puisse pas sortir et il portait un égat à la tête pour l'empêcher de tourner; ce genre de clapets était employé dans les machines à balanciers ou oscillantes.

La figure 281 représente la fixation et l'installation des clapets circulaires en caoutchouc; l'épaisseur des clapets varie entre 18

et 22 millimètres; ils sont maintenus par un prisonnier *p* taraudé dans le siège, l'embase du prisonnier sur laquelle repose le buttoir dépasse de 3 millimètres l'épaisseur du clapet afin de faciliter la levée du clapet et son emboutissage contre le buttoir; le buttoir est serré à bloc sur l'embase par des écrou et contre-écrou et une goupille ouverte. Le buttoir est percé de trous pour l'écoulement de l'eau.

La figure 281 *bis* indique la fixation du siège, la fixation du clapet reste la même.

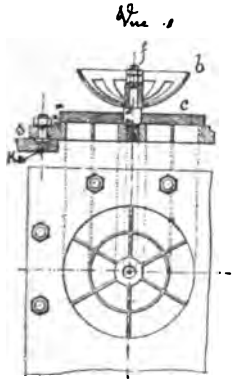


Fig. 281 *bis*.

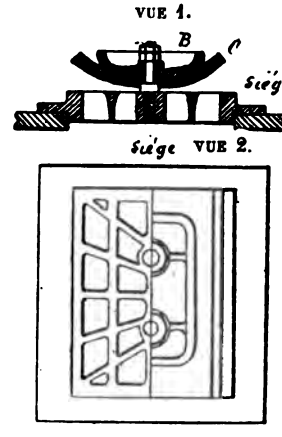


Fig. 282.

La figure 282 représente le clapet rectangulaire Mazeline, et son mode de fixation qui est le même. Dans la mise en place de ce clapet, il fallait bien s'assurer que ce clapet ne fasse pas de

Fig. 282 *bis*.

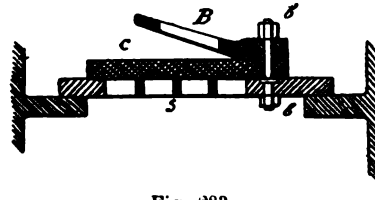


Fig. 283.

plis; c'est-à-dire que les trous correspondent bien à la position des prisonniers, et comme nous l'avons déjà dit le trou des clapets était légèrement arrondi à leur surface intérieure et extérieure de façon à faciliter leur emboutissage et à empêcher les criqûres.

La figure 282 *bis* représente un clapet circulaire monté sur une douille *d* faisant buttoir, une rondelle E en caoutchouc amortit le choc, la contre-tige *d'* est guidée; un orifice *o* permet à l'eau et à l'air de s'échapper, le siège *g'* est percé et se lève avec le clapet;

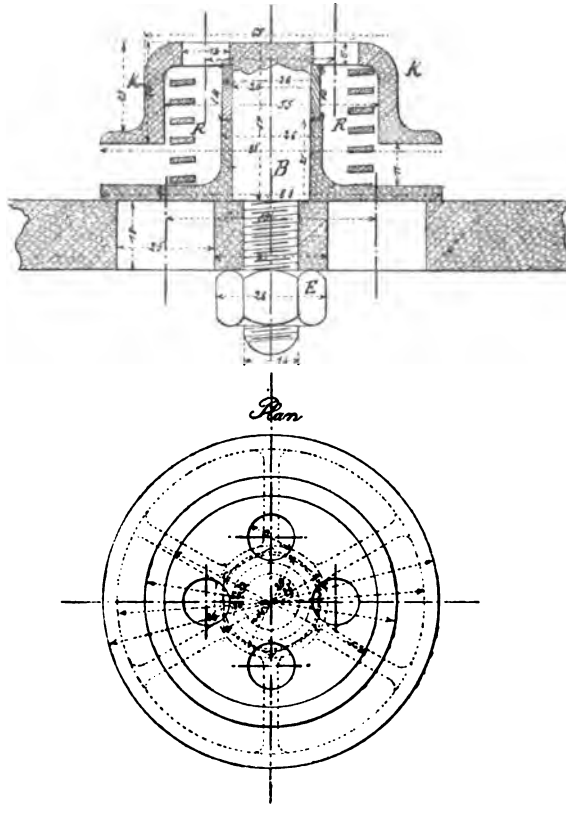


Fig. 284.

l'eau arrive alors par filets et le clapet en caoutchouc fatigue moins par cette division de l'eau; cette disposition était également celle des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

La figure 283 représente la disposition qui a été quelquefois employée par les Forges et Chantiers pour les clapets de pied. Le siège *s* fixé à la cloison du condenseur est percé de trous rectangulaires. Le clapet C était composé d'une seule plaque; il est

emprisonné entre le buttoir B et le siège *s* par le boulon *b*; le buttoir est percé d'orifices *o*, il est incliné de telle façon à permettre au clapet de s'ouvrir suivant un certain angle.

Ce mode de clapet, composé d'une seule pièce, était difficilement étanche; la température un peu élevée où il pouvait être soumis dans certaines circonstances le faisait gondoler et empêchait son partage. Puis comme nous l'avons déjà dit, ses dimensions en cas d'avaries paralysaient le fonctionnement de la pompe.

Dans les nouvelles machines où les pompes à air sont conduites par des machines auxiliaires, les clapets *cc* peuvent être métalliques consistant en une rondelle légère surmontée d'une tige B sur laquelle est fixé le buttoir K perce de 4 trous *oo* pour laisser échapper l'eau. On règle la levée du clapet par le rapprochement du buttoir K.

Régulateur d'injection (fig. 274). — La première disposition Mazeline consistait en un robinet creux dit à lanterne placé à la partie supérieure d'une tubulure; il était muni d'un presse-étoupe. Il ne fallait pas le laisser s'échauffer sous pression et en manœuvre; il fallait donc prendre la précaution de le manœuvrer par intervalle; échauffé il était impossible de le manœuvrer.

La deuxième disposition Mazeline se composait tout simplement d'une soupape *s* munie d'une tige T dans laquelle était une mortaise où s'engageait l'extrémité d'un levier L oscillant autour d'un axe *o*; à l'autre extrémité du levier était un écrou E faisant partie du volant V; comme ce volant ne pouvait que prendre un mouvement circulaire, en se vissant sur la vis V' qui monte ou descend : par cette manœuvre on soulageait donc la soupape *s*, la graduation de la vis indiquait le degré d'ouverture de *s*.

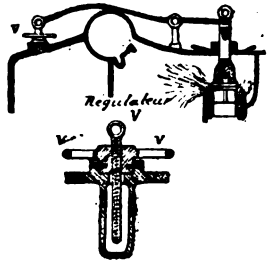


Fig. 285.

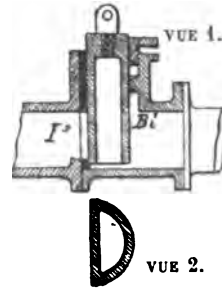


Fig. 286.

Régulateur d'Indret. — Ce régulateur se compose d'un bloc en bronze (fig. 286, vues 1 et 2) en forme de D, glissant dans une boîte

de même métal; une plaque *p* contre laquelle il glisse a été rapportée, afin d'assurer un bon ajustage et une partie étanche; sa manœuvre se fait à l'aide d'un levier et d'une vis avec volant avec graduation.

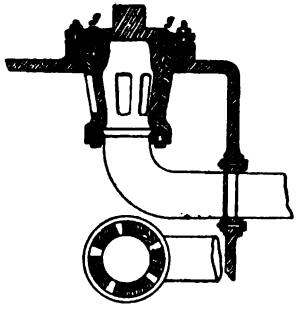


Fig. 287.

Régulateur d'injection des Forges et Chantiers (système *Dupuy-de-Lôme*). — Ce régulateur se compose d'un robinet à lanterne Ri muni d'un presse-étoupe *p*; l'eau d'injection arrive par le tuyau Ti et se répand en nappe dans le condenseur. Ce robinet est manœuvré par une clé parcourant un secteur gradué; une traverse fixée sur le carré du premier robinet et à l'aide de deux tringles reliées à une traverse fixée sur le carré du deuxième sert à manœuvrer ce dernier en même temps.

SOUPAPES DE PURGES DES CONDENSEURS APPELÉES RENIFLARDS

Ces soupapes qui fonctionnent au début de la mise en marche, lorsque le vide n'existe pas encore, servent de purge au condenseur, et pendant le stoppage, comme on est obligé d'injecter pour ne pas laisser échauffer les condenseurs, il faut donc que cette eau puisse s'échapper; l'échauffement du condenseur est très préjudiciable au bon état des clapets en caoutchouc, la matière se déforme et se crevasse.

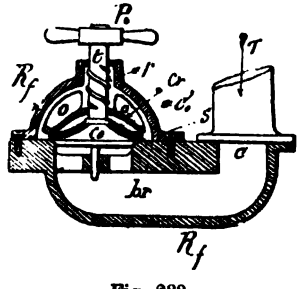


Fig. 288.

Les reniflards peuvent se résumer en deux types, celui de Mazeline que nous avons déjà indiqué et le type d'Indret.

Le reniflard Mazeline qui communique avec la partie inférieure du condenseur par le tuyau T se compose d'une boîte *br* fixée à la plaque de fondation, dans cette boîte est rapporté le siège en bronze KK sur lequel repose la soupape *s*; cette soupape est terminée par une tige *t* munie d'une manette Po de manœuvre, et d'une contre-tige t' lui servant de guide; au-dessus de la soupape *s* est placée une membrane en caoutchouc Co qui peut s'embou-

tir contre une calotte en cuivre C*r*, le tout logé dans une cloche B en bronze et percée de trous *oo* pour le dégagement de l'eau; un ressort à boudin *r* appuyant d'une part sur la tige *t* et d'autre part contre la partie supérieure de la cloche, appuie légèrement la soupape *s* sur son siège; la membrane en caoutchouc C*o* sert à compléter l'étanchéité de la soupape en cuivre sous l'action de la pression de l'air; s'il y avait une fuite, cette membrane s'aplatirait et recouvrirait la soupape. On peut à l'aide de la manette P*o* faire tourner la soupape et la rôder sur son siège.

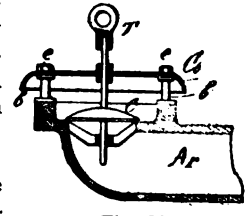


Fig. 289.

Disposition d'Indret. — Se compose d'une boîte communiquant avec la partie inférieure du condenseur par le conduit A*r*; d'un clapet en bronze C reposant sur un siège de même métal et rapporté; et d'un masque C*o* laissant un espace libre suffisant entre le clapet et lui, afin que l'eau puisse s'échapper, comme il est indiqué par la figure 289; au-dessus du clapet il y a un petit réservoir dans lequel on peut mettre de l'eau ou du suif fondu qui assure l'étanchéité. On vide le condenseur en soulageant à la manivelle le clapet, et en agissant sur la tige T.

Robinets de sortie de l'eau d'injection ou des pompes de circulation pour les condenseurs par surface. — Sur les anciennes machines d'une puissance ordinaire, les robinets de sortie d'eau d'injection étaient manœuvrés par des clés ordinaires ou des leviers; ce système

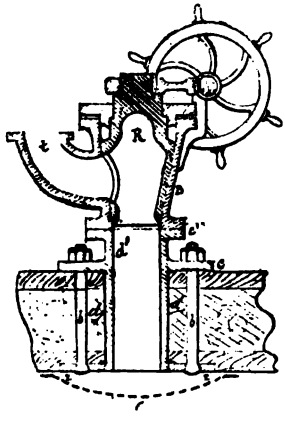


Fig. 290. — Vue 1.

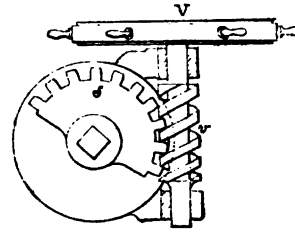


Fig. 290. — Vue 2.

a été complètement abandonné et tous les robinets d'évacuation et de prise d'eau pour le service des nouveaux condenseurs

sont manœuvrés par des secteurs dentés et des vis sans fin avec volant de manœuvre.

La figure 290 représente une de ces dispositions généralement adoptée. Elle se compose d'un manchon *dd*, en bronze pour les coques en bois rivé sur une rondelle extérieure *rr* et fixée au navire par une série de boulons *bb*; sur les navires en fer ce manchon *dd* est en acier et rivé à la coque, et à la contre-coque intérieure; il forme entretoise; sur la face *cc* de ce manchon est fixé le boisseau B du robinet R qui est creux et a un seul orifice; ce robinet est muni d'un presse-étoupe *p*, il est manœuvré par le volant V*o* fixé sur l'axe de la vis V*i* engrenant avec un secteur denté *s* fixé sur la clé du robinet R; un cadran indique par des flèches les repères O (ouvert) et F (fermé), et le sens de rotation qu'il faut donner à la vis pour ouvrir et fermer; on a toujours soin de desserrer le presse-étoupe *p* avant de manœuvrer. Dans les condenseurs à surface le robinet d'entrée d'eau a deux tubulures, l'une communiquant avec la mer et l'autre avec la cale en cas de voie d'eau.

Diaphragmes ou soupapes de retenue placés sur le prolongement des tuyaux de refoulement des pompes à air et de cale. — Les tuyaux débouchant au-dessus de la flottaison, ces soupapes ont pour but d'empêcher le retour de l'eau dans les tuyaux par le roulis, et au mouillage les rentrées d'eau; avec les pompes rotatives de circulation ces soupapes ont été supprimées, et l'eau circule librement du condenseur à la mer. La figure 291 représente la disposition d'Indret; l'eau du condenseur arrive par le tuyau T*r*, passe dans le compartiment BB en soulageant la soupape *s* qui est assez lourde et elle s'évacue à la mer par le tuyau T*s*; cette soupape est surmontée d'une tige qui permet de la suspendre à l'aide d'un ressort à boudin ou d'une lumière en caoutchouc.

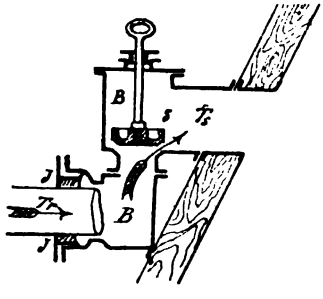


Fig. 291.

La figure 292 représente la disposition du Creusot.

La vue 1 représente la transmission du mouvement au clapet de retenue qui est dans l'intérieur du tuyau, vue 2. L'eau arrive par le tuyau T*d* et s'échappe par T'*d*, tubulure fixée sur la coque du navire. Dans la boîte en bronze B (vue 2) est logé le clapet C oscillant autour d'un axe *o* sur lequel est fixé extérieurement le secteur *s*, engrenant avec le secteur *s'* sur l'axe duquel est calé le levier L portant le contrepoids P, servant à ouvrir le clapet et à le main-

tenir ouvert ou fermé selon que le contrepoids est porté à droite ou à gauche. Le clapet Co vient butter contre le buttoir *b*.

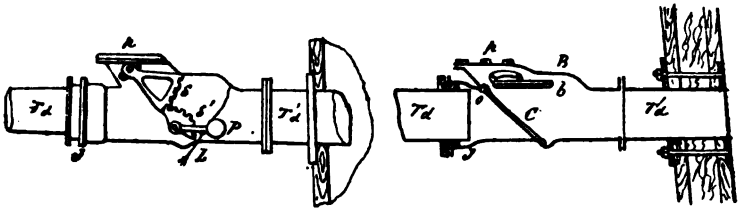


Fig. 292. — Vues 1 et 2.

Soupape de retenue pour une pompe de cale. — Dans le cas ou le clapet de refoulement viendrait à être brisé, comme par le fonctionnement de la pompe, le clapet d'aspiration se soulagerait, l'eau de la mer pénétrerait donc directement dans le navire; et si les deux clapets étaient cassés, l'eau arriverait sans difficulté. C'est pour éviter ces inconvénients que l'on a placé sur le tuyau de refoulement une soupape *s* dont la levée est limitée par un buttoir B; un robinet R que l'on peut fermer à volonté permet de visiter la soupape en cas d'avaries; une vis V permet de décoller le robinet et de rendre sa manœuvre facile. Il faut avoir bien soin d'ouvrir le robinet R avant le fonctionnement de la pompe; tout oubli amènerait la rupture du tuyau, ou des avaries dans la pompe.

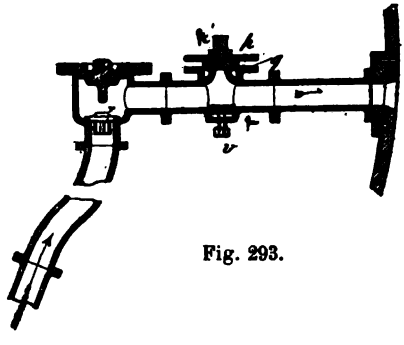


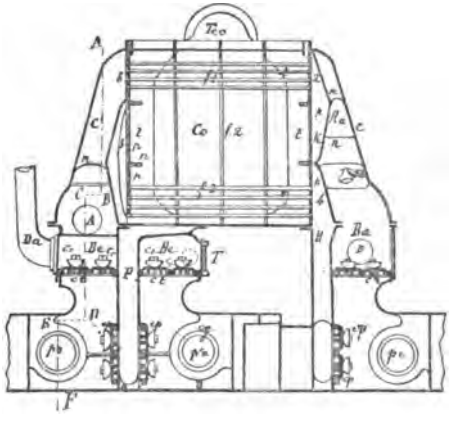
Fig. 293.

CONDENSEUR PAR SURFACE

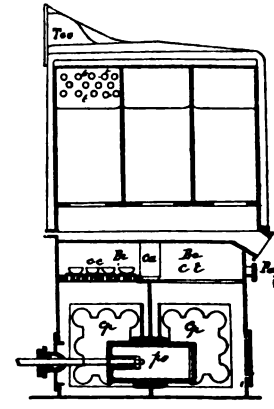
D. — Que comprend un condenseur par surface?

R. — Tout condenseur par surface comprend le condenseur proprement dit dans lequel est logé le faisceau tubulaire, formant plusieurs circuits, les coquilles cloisonnées avec compartiments faisant matelas d'air pour amortir les chocs de l'eau de circulation, si elle a lieu par l'effet d'une pompe, même à double effet, et pour diriger l'eau dans les différents circuits.

VUE 1.



VUE 2.



VUE 3.

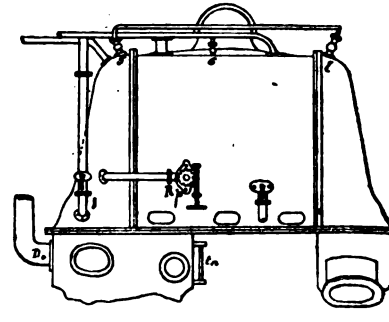


Fig. 294. — Condenseur par surface. Type d'Indret employé sur les croiseurs de 450 chevaux.

Co, corps du condenseur.
Tev, arrivée de la vapeur de la machine.
t t t, faisceau tubulaire à trois circuits.
c c', coquilles du condenseur à double compartiment faisant joint avec les faces du condenseur.
n n, nervures de consolidation des deux compartiments des coquilles.
p p', plaques de têtes en bronze où sont fixés les tubes.
A, arrivée de l'eau de circulation réfrigérante, elle arrive par aspiration.
pa p'a, pompes à air à piston plongeur en bronze, cylindres garnis de gaïac.
cp c'p', clapets circulaires d'aspiration en caoutchouc.
ct c't, clapets de tête ou de refoulement.
Be, bâche.
R *a*, réservoir à air de la bâche et de la pompe de circulation.
P *c*, pompe de circulation conduite par la machine AR.
S *b*, soupape de sûreté de la pompe de circulation.
D, tuyau de décharge de la pompe de circulation.
A*s*, aspiration à la cale de la pompe de circulation.
R*p*, réparateur à l'eau de mer des pertes d'eau douce.
Bc, bâche à eau douce.
D*o*, décharge accidentelle de la bâche à eau douce, débouchant au-dessus de la flottaison, permettant en temps ordinaire, pendant le fonctionnement à l'évacuation des gaz et de l'eau quelquefois en excès au moment du départ et en cas de rentrée d'eau de mer au condenseur. Comme nous l'avons déjà dit, une soupape de sûreté est placée sur ce tuyau afin d'empêcher le retour de l'eau en cas de roulis ou de coups de mer.
P, puits à eau douce dans lequel aspirent les deux pompes alimentaires P*a* et P'*a*.
t, tube de niveau indiquant le niveau d'eau douce dans la bâche.
Co, canal mettant les deux bâches en communication.
P'*o* et P*o*, pompes alimentaires.
Les tuyaux 5, 6, 7, 8 servent à mettre les coquilles en communication, à faire le plein quand le condenseur est situé au-dessus de la flottaison; l'opération se fait à l'aide du petit cheval, ils servent aussi à l'évacuation de l'air au moment de faire le plein *p*.
p p p, différentes portes de visite.

La pompe de circulation peut être conduite par la machine comme la pompe à air, ou la pompe de circulation peut être une turbine, et dans ce cas, elle est mue par une machine auxiliaire indépendante ; les pompes à air à piston plongeur en bronze, le cylindre muni de garnitures en gaïac, la bâche, le tuyau de décharge, le tuyautage accessoire permettant de faire le plein des coquilles, de laisser échapper l'air au moment de faire le plein des coquilles, le tuyau réparateur des pertes d'eau douce, le tuyau de lessivage des tubes, le tube indicateur du niveau dans les bâches ; les soupapes de sûreté des coquilles quand la pompe de circulation est conduite par la machine ; et sur certains condenseurs, il existait même une disposition spéciale pour y introduire du lait de chaux pour neutraliser les acides gras.

FONCTIONNEMENT DE CE CONDENSEUR

La vapeur arrivant par le tuyau T*ev* se trouve mise en contact avec toute la surface extérieure du faisceau tubulaire réfrigérant, condensée, elle tombe dans le puits à eau douce P ; d'où elle est extraite avec les gaz par les pompes à air *pa* et *p'a* et envoyée dans les bâches en communication par le canal C*a*, vue 2. L'eau de mer réfrigérante arrive par le tuyau A aspirée par la pompe de circulation P*e*, elle parcourt sortant par A, les compartiments 1 et faisceaux 2, 3, 4 successivement et tombe dans le fond du compartiment H d'où elle est aspirée par la pompe de circulation *pc*, en soulageant les clapets *cp cp'* d'aspiration et C*r* C*r* de refoulement, puis refoulée dans le compartiment B*a* et évacuée régulièrement par l'orifice D à la mer. Le compartiment supérieur R*a* de la coquille C sert de réservoir à air et forme un matelas élastique à l'eau refoulée par la pompe *pc*, matelas qui prévient les coups de bélier fréquents au fonctionnement d'une pompe, dont le débit n'est pas régulier aux différentes positions de la course de son piston, la coquille, sans ce réservoir pourrait faire soufflet. Une soupape *s*B dite de sûreté permettrait à l'eau de s'évacuer en cas d'une surcharge de la pompe *pc*, ou d'une ouverture insuffisante du robinet de décharge fixé à la muraille du navire au-dessus de la bâche B*e* à gauche de la figure vue 1 est placé le tuyau D*a* de décharge accidentelle débouchant au-dessus de la flottaison, ce tuyau est muni d'un diaphragme de retenue que nous avons déjà décrit ; l'eau des bâches est aspirée par les pompes alimentaires P*al*, vue 2 à piston plongeur ; un tube de niveau *tn*, vue 3 indique le niveau d'eau douce dans les bâches ; dans le cas où le niveau ne paraîtrait plus dans ce tube, il faudrait réparer à l'eau de mer afin de permettre aux pompes alimentaires de continuer à aspirer et de

ne pas alimenter irrégulièrement les chaudières. Dans les nouvelles machines on répare à l'eau douce et dans les torpilleurs on envoie régulièrement une certaine quantité de vapeur produite par un bouilleur spécial dont l'eau est vaporisée par un échappement de vapeur provenant du deuxième cylindre détendeur. Sur les croiseurs on se sert de l'eau produite par un distillateur puissant dans lequel l'eau est également vaporisée par une évacuation de vapeur d'une des boîtes à tiroir d'un cylindre détendeur, ou par une petite chaudière auxiliaire. Dans cette disposition de condenseur où l'eau de circulation est aspirée, il arrive assez souvent qu'il se forme à la partie supérieure des coquilles un volume d'air chaud qui arrête la circulation dans les tubes supérieurs du faisceau 1 ; ces tubes s'échauffent et leur garniture se détériore au point de fuir; c'est donc une perte de vapeur; et à un moment donné il faut donc mettre la partie supérieure des coquilles en communication avec le haut du condenseur ; la pression diminuant alors dans la coquille l'eau de circulation remonte dans la coquille et parcourt de nouveau les tubes du faisceau supérieur. Pour assurer le bon fonctionnement des pompes à air, il faut avoir soin au départ de remplir les puits à eau douce en ouvrant le réparateur; car l'eau de condensation n'existant qu'en petite quantité, l'amorçage des pompes est lent. Pour assurer le bon fonctionnement des pompes alimentaires, il faut avoir soin de maintenir toujours un niveau constant dans les bâches de façon à ce que les clapets de refoulement restent toujours recouverts d'une couche d'eau suffisamment haute. Il faut donc régler leur débit en conséquence, ce qui dépend de la constance du niveau dans les chaudières ; il faut donc une entente de la chambre de chauffe à la machine.

Autre disposition d'Indret (fig. 295). — Comme dans la première disposition, les coquilles sont à doubles compartiments, le compartiment extérieur sert de réservoir d'air à la pompe de circulation qui est à double effet et conduite par la machine motrice ; la circulation dans les faisceaux tubulaires se fait par refoulement ; en cas de vue d'eau cette pompe peut aspirer à la cale.

Avec cette disposition, si la pompe de circulation était avariée, on pourrait encore marcher à une certaine allure cependant, en fermant l'aspiration à la mer, en ouvrant celle à la cale, en enlevant les clapets d'aspiration et de refoulement de la pompe, le courant d'eau réfrigérante se ferait en sens contraire, c'est-à-dire de haut en bas, elle tomberait dans la cale d'où elle serait extraite par les pompes d'épuisement.

Dans ces condenseurs avec pompe de circulation à clapets et à double effet, il arrive parfois que les clapets d'aspiration et de refoulement se déchirent, les morceaux viennent se coller contre

les sièges des clapets de refoulement quand il s'agit des clapets d'aspiration et les morceaux des clapets de refoulement viennent s'appliquer contre les ouvertures des tubes; on ne saurait donc prendre trop de précaution pour l'entretien de ces clapets, il faut

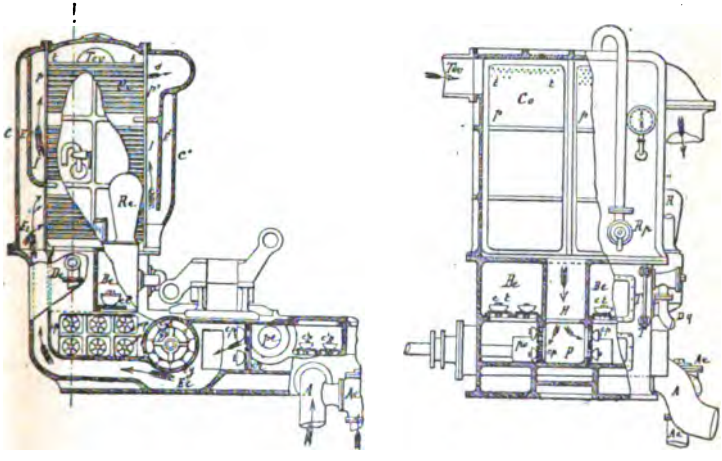


Fig. 295. — Vues 1 et 2.

C C, coquilles faisant joint avec les faces du condenseur.
E E', compartiments extérieurs des coquilles dont la partie supérieure est remplie d'air.
I I', compartiments intérieurs.
P*a*, pompe de circulation mue par la machine.
A, tuyau d'aspiration de la pompe de circulation à la mer.
A*c*, aspiration de la même pompe à la cale, le robinet permettant par un 2e orifice la communication avec la cale.
C*p* C*p*, clapets d'aspiration vues 1 et 2 (fig. 295) dans le puits P à eau douce.
C*t* C*t*, clapets de refoulement.
B*r*, refoulement de la pompe de circulation.
S*r*, sortie de l'eau de la pompe de circulation.
T*ev*, arrivée de la vapeur des machines.
t t, faisceau tubulaire réfrigérant à trois circuits.
P*a*, pompe à air mue par la machine.
C'*p* C'*p*, clapets d'aspiration de la pompe de circulation.
C*t* C'*t*, clapets de refoulement.
H, conduit de refoulement de la pompe de circulation dans le faisceau tubulaire, les clapets sont circulaires et en caoutchouc.
P, puits à eau douce.
B*e*, bâche à eau douce.
D*a*, décharge accidentelle débouchant au-dessus de la flottaison et muni d'un diaphragme.
R*p*, réparateur des pertes par l'eau de mer.
R*e*, récipient à air de la pompe alimentaire.
T, tube de niveau de l'eau des bâches.
M, manomètre du vide.

les visiter chaque fois que la machine est stoppée pour quelques heures et que l'on doit faire une navigation d'une assez longue durée. Aux extrémités du cylindre de la pompe de circulation sont placées des petites soupapes atmosphériques permettant l'introduction de l'air dans le cylindre; cet air constitue un matelas élastique des petits robinets permettent de régler le débit de ces soupapes. Il faut encore régler cette ouverture; les visites

empêchent les avaries où les préviennent, il y a donc lieu de les éviter par des visites fréquentes.

Condenseur du croiseur « l'Aréthuse », construite par Indret. — La circulation se fait à l'aide d'une turbine et par refoulement ; elle arrive par le tuyau OA, monte le canal Co, suit la direction des flèches et s'échappe par *os* après avoir circulé dans tous les faisceaux. La pompe à air Po est à piston plongeur, son cylindre est garni de gaïac. Les pompes alimentaires mues par la machine, les Behrens et les Thirion aspirant à la bâche à eau douce.

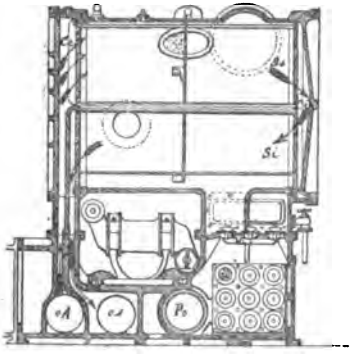


Fig. 296.

Condenseur mixte du « Friedland », construit par Indret (fig. 297). — Dans ce condenseur la pompe à air fait à la fois les fonctions de pompe à air proprement dite et de pompe du circulation ; et pour remplir ces doubles fonctions, la coquille C de gauche a été disposée en double compartiment ; l'eau arrive par le robinet R, monte dans le tuyau AR, pénètre successivement dans les conduits 1, 2, 3 de la coquille intérieure C*i*, circule ainsi dans les faisceaux tubulaires correspondants et vient sortir à la partie supérieure du condenseur par le passage supérieur de la coquille extérieure et par la tubulure B portant un registre T qui permet de régler la quantité d'eau de circulation, puis vient tomber dans le conduit C, d'où elle est extraite par la pompe à air à droite des clapets *ap* et *cp* et refoulée à la mer. Le conduit C est lui-même en communication avec l'intérieur du con-

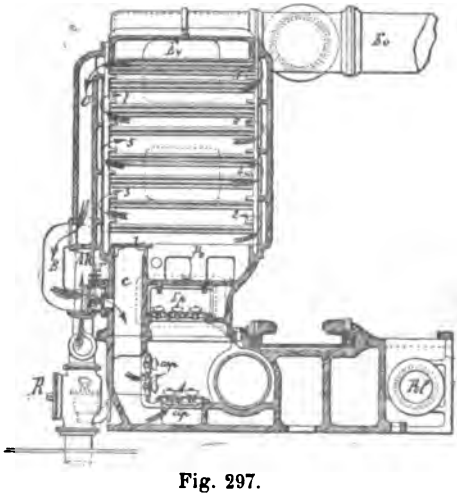


Fig. 297.

denseur par son extrémité supérieure fermée par un masque, mais communiquant par des orifices laissés libres sur le côté. L'eau du condenseur tombe en P*e*, d'où elle est extraite par la pompe alimentaire par le tuyau et l'orifice *pa*. L'eau de circulation est refoulée en E*p* et de là à la mer. Les clapets de la pompe à air sont C*ip*. pour l'aspiration de l'eau et *Csp* sur la cloison verticale pour l'aspiration des gaz et *ct ct* pour le refoulement. Ce condenseur possède également un robinet réparateur et un reniflard placé sur l'arrière du robinet d'eau de circulation. Cette disposition supprime la pompe de circulation ; mais elle donne un accroissement de travail à la pompe à air ; le vide est bon, mais il rend précaire le fonctionnement des pompes alimentaires ; car, il n'y a pour ainsi dire que la différence entre le niveau *ta* de la pompe et le niveau de P*e* qui produit l'écoulement dans le corps de la pompe alimentaire, le vide étant très bon comme nous l'avons déjà fait remarquer. Par le roulis, l'eau de condensation peut tomber dans le conduit C, ce qui constitue une perte d'eau douce. Ce condenseur construit par Indret ne s'est pas généralisé.

Condenseur du « Courbet » et du « Formidable », construits par le Creusot (fig. 298). — Dans ces machines à haute pression, le condenseur

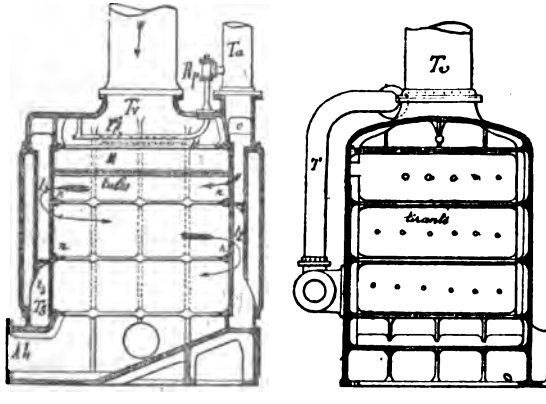


Fig. 298. — Vues 1 et 2.

est bien simplifié ; la pompe de circulation étant indépendante et consistant en une turbine système Nœut et Dumont, actionnée par un moteur spécial, déterminant un courant d'eau continu et sans choc. Le condenseur ne comprend donc plus que le récipient de forme cubique ou cylindrique en fonte de fer, ou en cuivre chaudronné tel est celui du *Formidable ;* les tubes réfrigérants peuvent

être horizontaux ou verticaux et l'eau circule à l'extérieur des tubes et la vapeur dans l'intérieur tel est le cas du *Formidable*.

Sur le *Courbet*, il y a deux condenseurs pour chaque machine placés à chaque extrémité. Les plaques de tête sont en bronze et divisées en trois parties fixées sur les nervures *nn* par le moyen de prisonniers et d'écrous dits à panier; les tubes sont horizontaux et forment trois circuits; l'eau de circulation refoulée par la turbine arrive par le tuyau T*a* et sort à la partie inférieure opposée en T*s* après avoir accompli ses trois circuits. Le tuyau réparateur R*p* prend sur le tuyau d'arrivée T*a*, il se prolonge dans le condenseur par un tuyau crépiné *tp* (vue 1). La vapeur arrive par le tuyau T*v*, rencontre un masque MM percé d'une infinité de petits trous qui l'obligent à se répandre par jets dans le condenseur. Par cette disposition et cette division de la vapeur, les tubes supérieurs sont moins ébranlés, ils fatiguent moins, et ils ne sont pas exposés à être percés par les gouttes d'eau qui arrivent avec la vapeur et à une très grande vitesse.

La vapeur condensée, l'eau tombe à la partie inférieure du condenseur sur une partie disposée en forme de plan incliné; elle est aspirée dans le conduit A*p* par la pompe à air, puis refoulée en B*a* dans le bâti (voir la planche de la machine), compartiment vide existant au-dessus du cylindre de la pompe à air; elle est aussi refoulée dans une partie du bâti B par l'orifice O. Ce compartiment du bâti sert de bâche et forme un matelas d'air à sa partie supérieure ce qui atténue les chocs résultant de l'irrégularité du fonctionnement de la pompe à air qui est conduite par le cylindre milieu de chaque machine: ce cylindre conduit également les pompes alimentaires.

L'aspiration des pompes de circulation peut se faire soit à la cale, soit à la mer, la disposition du robinet permettant, par deux tubulures, de prendre l'eau, ou à la mer, ou à la cale. Une indication précise pour l'une ou l'autre ouverture empêche toute erreur dans la manœuvre de ce robinet. Les pompes de circulation sont en communication, cette disposition permet de marcher avec une seule pompe en cas d'avaries dans l'une.

Les décharges accidentelles des pompes à air aboutissent dans le tuyau de la sortie d'eau de circulation, et leur tuyau est muni d'une soupape automatique qui maintient l'orifice de sortie de leur tuyau fermé quand elles ne fonctionnent pas; l'eau de circulation par l'adjonction de cette soupape ne peut donc pas venir dans les bâches. Par la présence du moindre corps étranger, l'étanchéité de cette soupape laisserait à désirer; puis même pendant leur fonctionnement on pourrait craindre cette rentrée d'eau de mer si la contre-pression n'était pas suffisante pour souffler l'eau pendant que la chute de la soupape s'opère.

Condenseur du « Formidable » (voir la planche de la machine). — Ce condenseur, comme nous l'avons dit, est vertical et en cuivre chaudronné; dans un intérieur, il présente cette différence avec les précédents ; c'est que la vapeur circule à l'intérieur des tubes et l'eau refrigérante à l'extérieur en faisant des circuits horizontaux autour du faisceau tubulaire. Les pompes de circulation sont du système Neut et Dumont actionnées par un moteur spécial; il n'y a qu'un seul condenseur par machine et une seule pompe à air conduite par la machine milieu, à l'aide d'un balancier. Les pompes alimentaires sont conduites par la même traverse.

Condenseur du « Duperré » (fig. 299), construit par les Forges et Chantiers. — Ce condenseur de forme parallélipipédique est en fonte de fer, à deux circuits, la circulation est obtenue par une pompe Neut et Dumont, arrivée à la partie inférieure du condenseur par la tubulure H, refoulée dans les deux circuits tubulaires, elle s'évacue par le tuyau Ts; les plaques de tôles qui sont

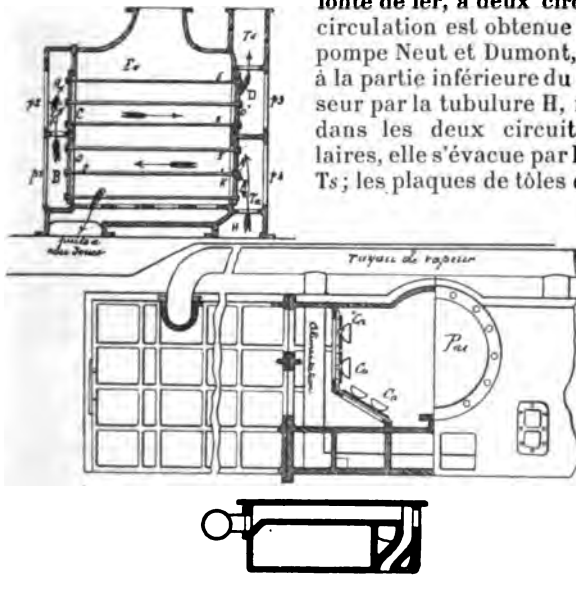


Fig. 299.

fixées aux parois du condenseur sont consolidées par des tirants; des portes p_1, p_2, p_3, p_4 permettent la visite des tubes et d'en extraire les herbes ou algues marines qui les obstruent à un point de gêner la circulation. Quand l'eau de condensation est trop chaude, que le vide tombe, il y a lieu de démonter les portes de visites et d'enlever les herbes qui obstruent l'ouverture des tubes. Pour un navire qui reste quelquefois un peu de temps sans marcher, on trouve

parfois un parc à moules qui obstrue complètement les tubes ; ces remarques pleines d'intérêt doivent attirer l'attention des mécaniciens sur les causes extérieures, non prévues qui donnent lieu à ces inconvénients. Il faut donc visiter les condenseurs et au départ, il ne faut pas l'oublier. Nombre de tubes 2364 par parcours 1182 surface réfrigérante totale 3000$^{m^2}$6008 longueur des tubes 2,025, diamètre des tubes 17 millimètres.

Condenseur Claparède (fig. 300). — Ce condenseur est de forme cylindriques horizontale et longitudinalement en face des cylindres.

Ce condenseur est de forme cylindrique placé horizontalement et longitudinalement en face des cylindres ; l'eau réfrigérante fait

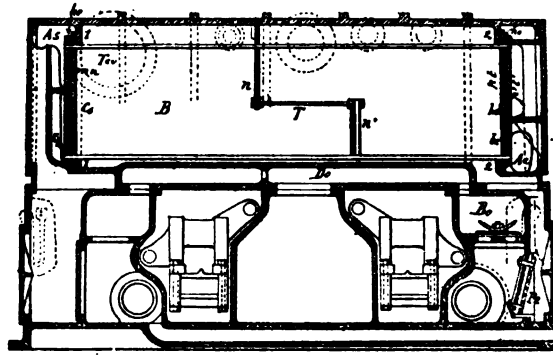


Fig. 300.

trois circuits par refoulement. L'eau de circulation est aspirée par une turbine mue par un petit moteur indépendant, elle est aspirée en Ac partie inférieure A/ et sort en As à la partie supérieurs Æ. Les tubes qui sont longs sont supportés par les nervures *n* et *n'*, reliées par le tirant T. L'arrivée de la vapeur a lieu par l'orifice T*ev*, remplit d'abord le compartiment tubulaire B, puis le compartiment de droite dans lequel la condensation s'achève, l'eau est aspirée par la pompe à air P*a* à droite et à gauche, le clapet d'aspiration C*a* est en une seule bande et s'emboutit contre son butoir en se déplaçant d'abord sur ses boulons-guides. Les clapets C*r* de refoulement sont cylindriques, l'eau est refoulée par la pompe à air P*a* dans la bâche B*a*, puis dans les conduits *o*, *o'*, *o''*, et conduite par un tuyautage à la pompe alimentaire placée sur l'avant de la machine et conduite par un bouton de manivelle fixé sur le bout de l'arbre moteur, l'étanchéité des tubes du condenseur est obtenue à l'aide de plaques en caoutchouc à chaque extrémité des tubes et traversées par ces derniers ; des plaques en

bronze traversées également par les tubes sont appliquées contre les plaques en caoutchouc à l'aide de prisonniers et d'écrous ; ces plaques en bronze pressant les plaques en caoutchouc obligent ces dernières à porter sur le pourtour des tubes, comme les tresses d'un presse-étoupe et assurent leur étanchéité.

Dans le condenseur débouchent les évacuations des machines auxiliaires, la décharge accidentelle de vapeur des chaudières en cas de stoppage et aussi un tuyau spécial d'arrivée de vapeur pour expulser l'air du condenseur au début de la marche, et créer un vide initial facilitant la mise en marche.

Les condenseurs sont généralement représentés avec les planches relatives aux machines ; on pourra donc en consultant ces planches se rendre compte des différentes dispositions,

Condenseur des torpilleurs (fig. 301). — Le condenseur des torpilleurs est chaudronné et en cuivre jaune ou rouge avec pinces rivetées sur lesquelles se viennent boulonner les deux coquilles d'entrée et de sortie de l'eau de circulation. Le faisceau tubulaire ne forme qu'un seul circuit, l'eau réfrigérante circule dans l'intérieur des tubes. Selon l'importance de la machine du torpilleur, la circulation s'effectue soit par le sillage du torpilleur, soit par l'intermédiaire d'une petite turbine mue par un petit moteur, soit enfin par un giffard ; le giffard et la turbine sur certains torpilleurs ne servent qu'au moment de l'appareillage pendant les manœuvres et les stoppages où le torpilleur est sans vitesse. Des vannes glissantes isolent le condenseur de l'eau de mer au mouillage. Les coquilles extérieures sont disposées de telle façon à ce que l'eau de circulation puisse rentrer et sortir facilement ; un petit renfoncement préparant le tuyau d'entrée muni d'une coquille facilite l'entrée de l'eau sans établir une grande saillie extérieure.

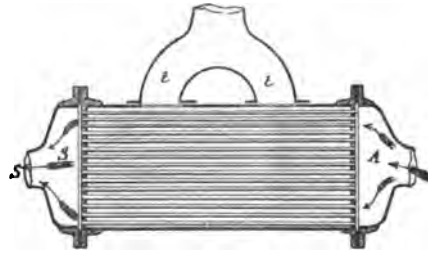


Fig. 301.

L'arrivée de la vapeur à condenseur peut se faire par deux tubulures. Sur les nouveaux torpilleurs, il n'y a plus qu'une seule tubulure.

Réfrigérant Perroy (fig. 302). — Ce réfrigérant qui n'est en somme qu'un condenseur est de forme rectangulaire, en tôle galvanisée portant des brides sur lesquelles sont fixées les plaques de tôles des

tubes, sur ces plaques de tête, comme dans le condenseur Claparède sont placées des plaques en caoutchouc traversées par les tubes ; ces plaques en caoutchouc sont pressées par une deuxième plaque en bronze qui assure leur étanchéité; mais il faut avoir soin de ne pas laisser élever la température dans le réfrigérant; car, une trop grande température durcit le caoutchouc et lui enlève son élasticité ; il faut donc avoir grand soin d'ouvrir la circulation de l'eau avant d'introduire de la vapeur à condenser. La vapeur arrive par le tuyau V*a*, circule dans les deux rangs des tubes supérieurs, vient aboutir dans la coquille C de droite, de la coquille C à laquelle C′, de C′ à C″, de C″ à C‴ et enfin de C‴ à C⁗ pour

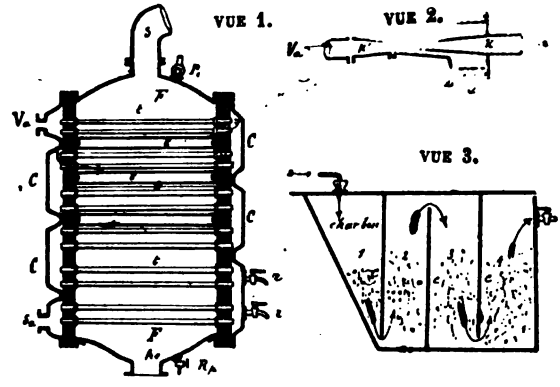


Fig. 302.

sortir par le conduit S*o*; des robinets *r* et *r′* sur la coquille C⁗ servent à l'expulsion de l'air et à purger le faisceau tubulaire; un robinet R_2 sert à vider le réfrigérant; un robinet r_1 placé à la partie supérieure sert à l'évacuation de l'air du réfrigérant afin que l'eau de circulation puisse remplir la partie supérieure.

Comme il ne doit pas y avoir de secousse dans la circulation, on emploie généralement un giffard pour la produire, et en même temps on aère l'air par l'ouverture convenable des petits robinets *aa* appartenant à un deuxième giffard placé sur l'arrivée de la vapeur en V*o*.

La circulation peut se faire naturellement par la différence de température de l'eau, et par conséquent par une diminution de densité ; arrivant en A*r* elle s'échauffe graduellement et s'évacue par S, mais la production est lente, il est donc préférable de l'activer mécaniquement par l'emploi d'un giffard, vue 2. L'eau est filtrée par le filtre vue 3 à cloisons formant circuits, les compartiments 1, 2, 3, étant remplis de charbon de noir animal.

CONDENSEUR DES MACHINES AUXILIAIRES

Les machines auxiliaires sont devenues tellement nombreuses sur les bâtiments qu'il a été indispensable dans un but d'économie

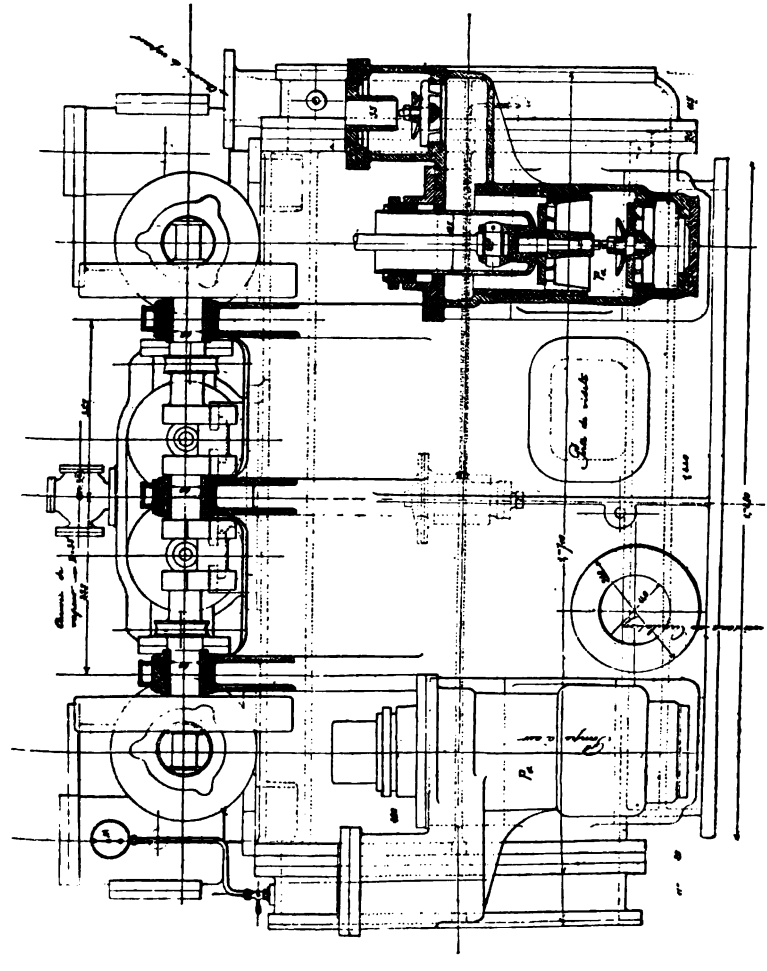


Fig. 303. — Vue 1.

de combustible et de conservation des chaudières de faire usage d'un condenseur auxiliaire dans lequel toutes les machines auxi-

liaires qui fonctionnent pour les divers services du bord y évacuent leur vapeur. Ces machines peuvent être énoncées de la manière suivante :

1° Les dynamos pour éclairage, et pour la manœuvre des canons de 19 centimètres ;

2° Les pompes de circulation d'eau de mer dans le bâtiment ;

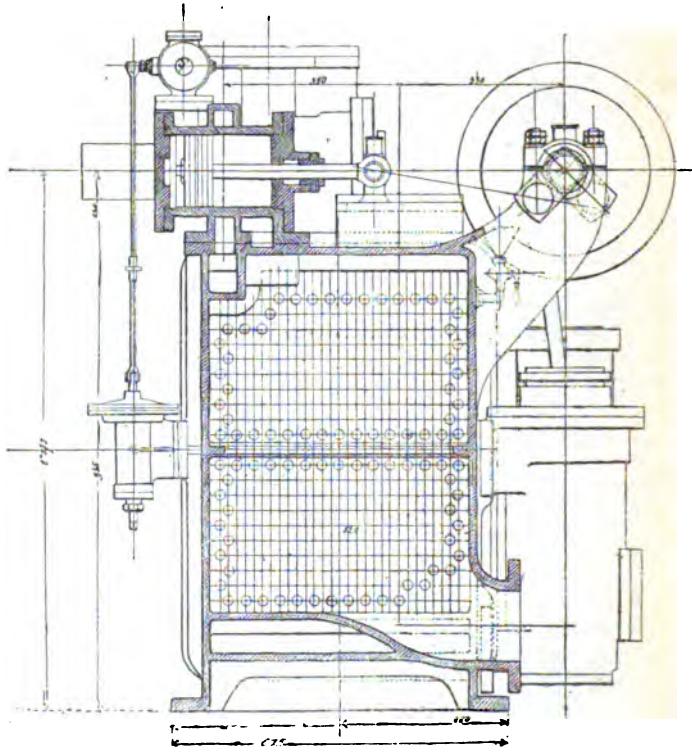


Fig. 303. — Vue 2.

3° Les appareils hydrauliques pour la manœuvre des canons ;

4° Les ventilateurs pour aération des machines et du bâtiment ;

5° Les treuils à hisser les escarbilles et les embarcations ;

6° La machine à virer la machine principale ;

7° Les petits chevaux alimentaires (système Thirion, Claparède, Belleville, etc...;

8° Les servo-moteur, pour gouverner;

9° Les pompes de compression pour torpilles ;

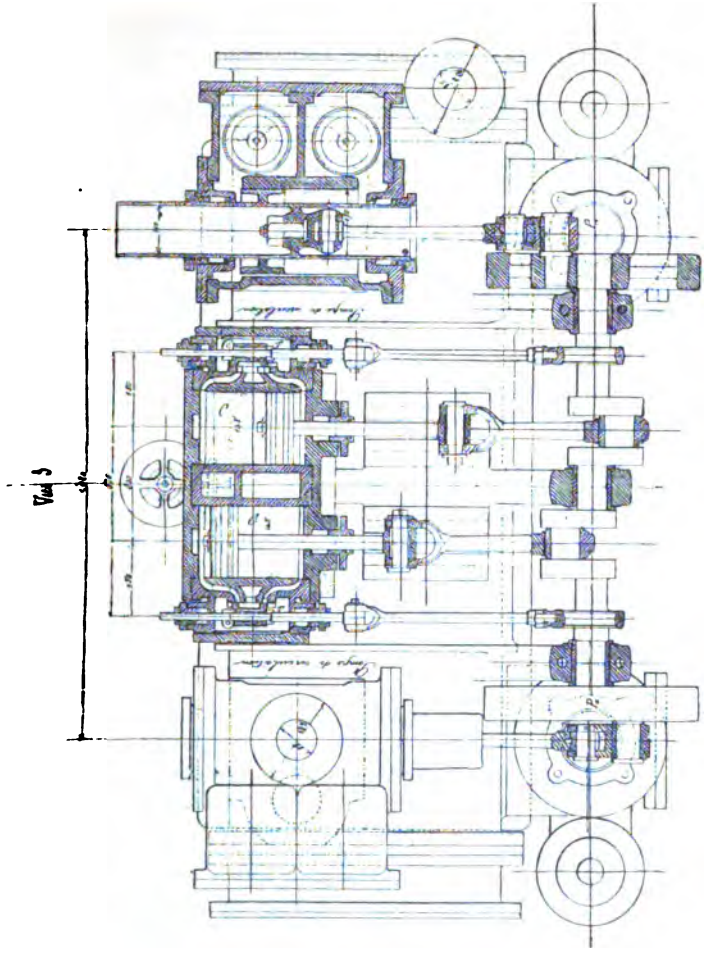


Fig. 303. — Vue 3.

Légende des figures 303, *vues* 1 *à* 3.

Co, condenseur.
A, arrivée de l'eau de circulation.
S, sortie de l'eau de circulation.
t t t, faisceau tubulaire.
Po, *Po*, pompes à air à fourreau à simple effet.
Pe, *Pe*, pompes de circulation horizontales à double effet.
Cy, *Cy*, cylindres de vapeur.
Co, clapet d'aspiration de la pompe à air, circulaire en caoutchouc.
Cp, clapet du piston.
Cr, clapet de refoulement.
C, C, sièges des clapets de la pompe de circulation.
M, manomètre indiquant la pression de l'eau de circulation.

10° Les machines pour hisser les ancres ;

11° Les machines d'épuisement (pompe Nœut et Dumont) ;

12° Les machines qui actionnent les pompes à air indépendantes ;

13° Les machines à faire le plein des appareils à distiller.

Le type de condenseur employé est tubulaire et sert de plaque de fondation à l'appareil à vapeur (fig. 303). Le mécanisme se compose d'une machine à vapeur à deux cylindres dont les manivelles sont calées à 90°, les tiroirs sont en coquille à simple orifice ; un régulateur R spécial règle la vitesse pendant la marche et la maintient régulière quelles que soient les variations du travail. Les deux cylindres CC' à vapeur sont horizontaux ; les deux pompes à air P*a*, P*a'* sont verticales et à simple effet ; piston à fourreau avec clapets circulaires en caoutchouc. Les pompes de circulation P*c*, P*c* sont également à fourreau et horizontales et à double effet. Les dimensions de ces condenseurs peuvent varier avec le poids de vapeur à condenser dans un temps donné ; mais la disposition reste la même.

Tous les bâtiments cuirassés et croiseurs modernes sont munis de ces condenseurs auxiliaires. Tous les quinze jours, après un service actif, il faut les lessiver. La quantité de graisse qui y est introduite est assez considérable pour nécessiter cette mesure. Les acides gras s'y font tellement sentir que les plaques de tôle en bronze des clapets d'aspiration et de refoulement de l'eau de condensation portent des affouillements assez profonds produits par la présence de ces acides.

MODES DE FIXATION DES TUBES, NATURE DU MÉTAL

Les tubes qui constituent le faisceau tubulaire des divers condenseurs employés dans la marine sont généralement en laiton ou en cuivre rouge étamé ; ils peuvent même être étamés tous les deux, le laiton présente plus de rigidité que le cuivre rouge. Le diamètre varie entre 18 et 20 millimètres et leur épaisseur est de $1^{mm},5$ à 2 millimètres. Leur longueur est variable, mais lorsqu'elle atteint une certaine dimension ils sont supportés dans leur longueur par des cloisons intérieures (voy. fig. 300). Ils sont laminés, et présentent quelquefois des fêlures dans le sens de leur longueur, ou même des parties du métal non homogène qui s'oxydent assez vite par la présence des acides gras ; par cette oxydation il se déclare un trou dont la large base est à l'extérieur et prenant une forme circulaire plus ou moins régulière, on s'aperçoit de ces effets par les fuites qui se produisent pendant la marche et qui compensent grandement les autres pertes provenant du fonctionnement de la machine et machines auxiliaires ; tant que ces fuites

sont dues à une oxydation qui n'existe généralement que sur un seul tube, on peut continuer à marcher ; mais quand ces fuites sont dues à des fêlures longitudinales, elles ont généralement lieu sur plusieurs tubes, dont le laminage avait déterminé la première tendance à s'ouvrir longitudinalement en traçant une strie qui s'est ouverte sous les vibrations. Dans les essais à outrance, les fêlures longitudinales s'accentuent, et nécessitent le remplacement immédiat des tubes.

Fixation des tubes. — Pour fixer les tubes, on s'est assuré qu'ils ont tous la même longueur, et qu'ils ne présentent aucune défectuosité extérieure apparente ; on les soumet tous à une expérience de résistance à l'aide d'une presse hydraulique ; disposition qui existe dans les arsenaux, cette opération pourrait se faire soit à l'aide d'un ressort, soit à l'aide d'un poids agissant sur un piston placé à la partie supérieure du tube qui serait placé verticalement.

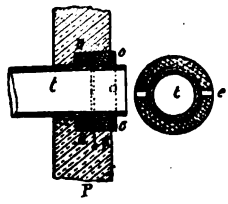


Fig. 304.

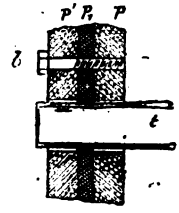


Fig. 305.

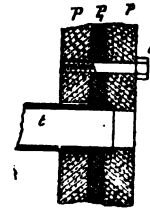


Fig. 6.

Ces mesures prises, on les introduit à poste dans les plaques de tête ; le filetage des plaques est parfaitement nettoyé ; on a eu soin d'y passer l'écrou-étalon pour débarrasser le filetage de toute la partie graisseuse ; le tube doit être coupé de façon à déborder d'environ 1 millimètre à 2 millimètres les plaques de tête de chaque côté.

Dans l'épaisseur des plaques de tête est pratiqué un trou d'une certaine profondeur formant le fond d'une boîte à étoupe et d'un diamètre de 4 millimètres supérieur à celui du tube ; la partie extérieure de ce trou est taraudé d'un filet très fin ; ce filetage sert à visser l'écrou qui sert de chapeau de presse-étoupe au presse étoupe des tubes. Ainsi, tel qu'il est représenté par la figure 304 les plaques de tête BB sont percées à une certaine profondeur, puis une certaine partie de ce trou est taraudée et un écrou *e* portant deux entailles servant à le visser à l'aide d'une clé portant une saillie qui s'engage exactement dans ces entailles. On place, comme nous l'avons dit tous les tubes, et on fait prendre tous les écrous. Puis cela fait ; on commence la fixation par le

haut, on enlève les écrous, un homme est placé à chaque extrémité du tube; des tresses en coton ou en toron de chanvre sont préparées à l'avance et coupées de longueur de façon à embrasser quatre à cinq fois le diamètre du tube, cette garniture en place on applique dessus une rondelle R en cuivre d'une épaisseur de $1^{mm},5$, puis cela fait, les hommes placés à chaque extrémité du tube serrent ensemble les écrous *ee* faisant presse-étoupe. Une bougie placée à chaque extrémité indique bien que l'on serre le même tube; les presse-étoupe rendus, pour assurer la fixité du tube, ou l'on dilate les extrémités du tube à l'aide d'un mandrin légèrement conique, ou l'on retient l'écrou à l'aide d'une clé percée d'un trou conique. Les fils de carets qui composent la garniture doivent être imprégnés d'huile et pour cela y séjourner pendant plusieurs heures avant de les mettre en place.

Cette disposition est généralement celle qui est employée dans les condenseurs de la marine militaire.

Disposition Claparède (fig. 305-306). — Dans cette disposition, comme il est indiqué par les figures 305 et 306, une des extrémités du tube vient reposer contre un épaulement de la plaque P'_2; l'autre extrémité traverse avec un léger jeu la plaque P et la contre-plaque P' et une bande en caoutchouc P_1. Comme on le voit sur les deux plaques de tête PP sont appliquées des plaques circulaires P_1P_1 en caoutchouc traversées par les tubes; ces rondelles en caoutchouc sont pressées par les plaques circulaires $P_2'P'_2$ serrées par les vis *bb* taraudées dans les plaques de tôle; en serrant fortement les vis *bb*, les plaques en caoutchouc P_1P_1 sont aplaties et viennent porter tout autour des tubes; le caoutchouc ainsi pressé assure non seulement l'étanchéité, mais aussi la fixité. Mais comme nous l'avons déjà fait remarquer, il faut éviter l'élévation de la température dans le condenseur si l'on veut conserver au caoutchouc son élasticité et sa durée. Ces condenseurs étaient ceux des canonnières et des croiseurs de quatrième classe.

Dans la construction actuelle des condenseurs, les plaques de tôle sont rabotées, les remplacements des tubes sont faits avec le plus grand soin, ainsi que le filetage de l'écrou; l'écrou lui-même donnent lieu à un certain travail. Les garnitures des presse-étoupes peuvent quelquefois ne pas rester étanches malgré les précautions que l'on a prises pour la confection du presse-étoupe; on peut éprouver une certaine résistance de l'écrou, ce qui porterait à croire que le presse-étoupe est bien serré, tandis que cela peut tenir à un seul filament intercalé dans le filet, ou à un emmanchement gauche de l'écrou dans son filetage. Pour ce qui concerne l'étanchéité et la durée de la garniture, le port de Brest avait remplacé les tresses en chanvre ou en coton par des rondelles en papier superposées et enfoncées à l'aide d'un matoir en bois ou

en cuivre ; le gonflement du papier assurait l'étanchéité et la garniture donnait une durée assez grande ; mais, on n'avait pas supprimé le presse-étoupe, et le découpage des rondelles en papier était un travail de patience ; il fallait un emporte-pièce ; et

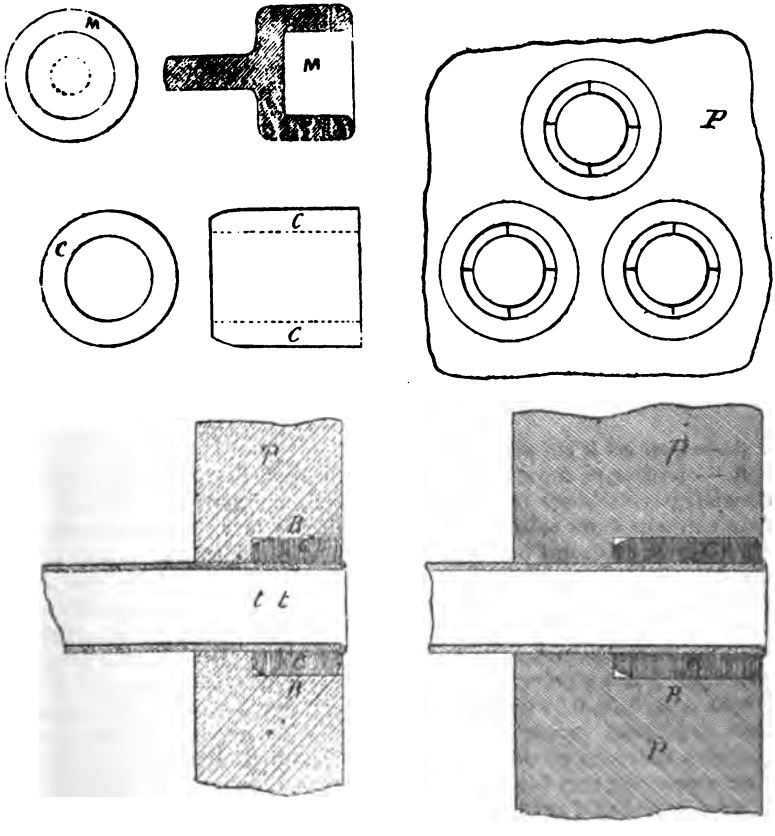


Fig. 307.

pour le sortir du presse-étoupe l'opération était assez longue. L'usage de ce genre de garniture ne s'est pas généralisé.

Une garniture en papier, employée dans la marine américaine, m'a paru devoir mieux répondre au but économique et de bon fonctionnement que l'on voulait atteindre. Par le moyen employé, les plaques de tôle ne sont nullement rabotées ; le logement du

tube vient de la fonderie ainsi que celui de la garniture ; si elle est en fonte, elle a une épaisseur plus grande que si elle était en bronze. La garniture est un cylindre continu en papier coupé de longueur à ne pas dépasser la plaque de tête quand il a été refoulé avec le matoir M ; les extrémités du tube sont fendues selon deux diamètres perpendiculaires et sur une longueur de 3 millimètres qui dépassent les plaques de tête. Une fois la garniture en papier en place à l'aide d'un mandrin conique que l'on introduit dans le tube, on écarte le tube qui vient s'emboutir sur la garniture qui est alors emprisonnée en même temps que le tube. Cette garniture dispense de tout travail, plus d'écrou, plus de presse-étoupe, et l'on cite des condenseurs ayant servi pendant plusieurs années sans avoir nécessité le moindre travail ; la difficulté est de redresser les extrémités du tube en cas d'avaries. Tous les tubes en place, on soumet le condenseur à une pression d'une atmosphère et demie pour s'assurer de l'étanchéité.

DIXIÈME ORGANE. — POMPE A AIR

D. — Quel est le but de la pompe à air ?

R. — La pompe à air a pour but en général d'extraire du condenseur par mélange l'eau dite d'injection, la vapeur condensée, l'air contenu dans cette eau, celui qui arrive avec la vapeur des chaudières, celui qui provient des différentes fuites des joints et du défaut d'étanchéité des presse-étoupe dans les cylindres à basse pression où à un moment donné la pression est inférieure à la pression absolue du condenseur, les vapeurs qui se forment dans les condenseurs sous l'influence du vide ; elle a aussi pour principal but de créer un vide relatif dans les condenseurs de $0^{cm},60$, 0,65, 0,70, 0,72 de mercure, de diminuer la contre-pression sous le piston à vapeur, par conséquent de permettre l'emploi des grandes détentes et de réaliser dans l'emploi des machines à haute pression une économie de 25 à 30 p. 100 ; en un mot la pompe à air a pour but d'extraire du condenseur l'eau, l'air et la vapeur qui s'y dégagent. Dans les anciennes machines l'eau d'injection pouvait, en cas de voie d'eau, être prise à la cale, elle servait donc de ce fait de pompe à air et d'épuisement. Le rôle que nous venons de définir est celui de la pompe à air d'un condenseur par mélange ; mais dans les condenseurs par surface, son rôle consiste tout simplement à extraire l'air et la vapeur du condenseur, ainsi que l'eau provenant seulement de la condensation de la vapeur ; l'air introduit se détend dans le condenseur, des vapeurs se produisent sous l'influence de la température et du vide ; il

faut donc qu'elle expulse les trois éléments renfermés dans le condenseur. Dans le calcul de ces dimensions, il faut prévoir le cas où, par suite de fuites considérables dans les tubes du condenseur, elle aurait à extraire ce volume d'eau en plus.

D. — Quels sont les différents types de pompes à air employés dans la marine ?

R. — Les pompes à air sont classées de la manière suivante :

1° En pompe à air aspirante et élévatoire et à simple effet.

2° En pompe à air aspirante refoulante à double effet ou à simple effet.

1° Elles sont dites aspirantes et élévatoires et à simple effet,

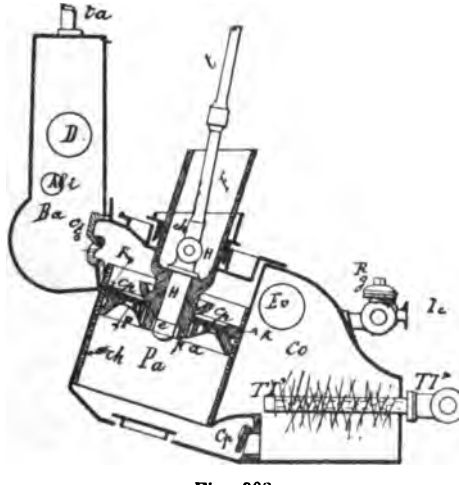


Fig. 308.

lorsqu'elles n'aspirent que sur une des faces du piston, lorsque celui-ci monte, par exemple, et que celui-ci en descendant fait passer l'eau aspirée au-dessus de l'autre face, et que dans une nouvelle course montante l'eau et le gaz qui se trouvent au-dessus du piston sont déversés dans un récipient appelé *bâche* où de là une certaine quantité d'eau est prise pour l'alimentation des chaudières et l'autre partie en excédent est renvoyée à la mer par le tuyau de décharge.

2° Elles sont aspirantes et refoulantes et à double effet lorsqu'elles aspirent et refoulent alternativement sur chacune des faces du piston.

Avant de passer aux différentes dispositions des pompes à air,

nous allons expliquer le fonctionnement de chacun des deux systèmes.

1° Prenons pour premier exemple le cas de la pompe à air d'une machine oscillante ; dans la position actuelle ; le piston est rendu en haut de sa course le cylindre P*a* est donc rempli de gaz et d'eau aspirés au condenseur C*o*, le clapet C*p* d'aspiration, s'étant soulagé pendant la montée du piston *po* par suite de la différence de pression entre le corps de pompe dont le volume augmentait par suite de son mouvement montant, le condenseur. Rendu en haut de sa course, par son mouvement de descente, les gaz et l'eau pressés par le piston *po*, le clapet d'aspiration C*a* se ferme, et le

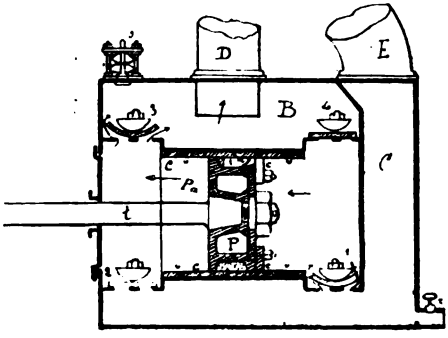


Fig. 309.

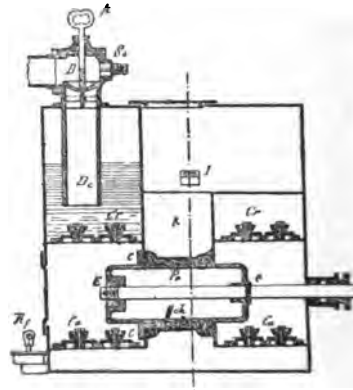


Fig. 310.

clapet C*p* du piston s'ouvre, et lorsque le piston B*o* sera rendu au bas de sa course, l'eau qui était renfermée dans le cylindre sous la face inférieure du piston, aura passé au-dessus du piston sur sa face supérieure. Le piston montant, les gaz et l'eau situés sur cette face supérieure par suite de la diminution du volume libre du cylindre au-dessus du piston, les gaz et l'eau soulagent le clapet C*t* de refoulement et se rendent dans la bâche B*a*. Dans sa montée, les gaz et l'eau sont venus de nouveau remplir le cylindre et le piston en redescendant, les fait de nouveau passer sur sa face supérieure. Pendant sa course descendante le piston ne fait donc que faire passer les gaz et l'eau de sa face inférieure sur sa face supérieure ; il ne demande donc rien au condenseur pendant cette partie de son mouvement ; c'est ce qui fait dire que la pompe n'est qu'à simple effet.

2° Pompe à air aspirante et foulante et à double effet.

Les figures 309 et 310 représentent les pompes à air des Forges et Chantiers de la Méditerranée et d'Indret.

Dans la figure 309 des Forges et Chantiers le piston P de la pompe à air est à garniture *g* en chanvre ou en coton pressée par un presse-étoupe ordinaire *c* dont les écrous ont une couronne pour frein ; le piston a un emmanchement conique ; une goupille empêche son écrou de se desserrer. Le corps P*o* de la pompe est garni d'une chemise en bronze fixée à l'aide de prisonniers à tête fraisée ; l'arrivée de la vapeur se fait en E et la décharge par le tuyau D ; une soupape S placée au-dessus de la bâche s'ouvrirait dans le cas d'oubli de l'ouverture du robinet extérieur de décharge ou par une lame pénétrant dans le tuyau.

Les clapets 1, 2, 3, 4 sont en caoutchouc et s'emboutissent contre leurs butoirs.

Le piston marche dans le sens de la flèche, le clapet 1 d'aspiration se soulage, les gaz et l'eau suivent le mouvement du piston, remplissent le cylindre, les gaz et l'eau qui se trouvent dans la partie gauche du cylindre sur la face opposée du piston refoulés par le piston soulagent le clapet 3 et se rendent dans la bâche B*o* et s'évacuent par le tuyau de décharge D. Le piston ayant accompli sa course sur la gauche, les clapets 1 et 3 se referment, 3 sous le poids de la colonne d'eau et de l'air renfermé dans la bâche et sous une pression plus élevée que celle du cylindre, 1 se ferme par le refoulement de l'eau aspirée pendant la course de droite à gauche ; revenant sur ses pas, les clapets 2 et 4 s'ouvrent en remplissant le même rôle que les clapets 1 et 3. La pompe, comme on le voit dans son fonctionnement, aspire sur une des face du piston et refoule sur l'autre, il y a donc en même temps une opération et un refoulement, ce double rôle a permis de diminuer leur volume.

Le fonctionnement est le même pour la figure 310 : mais elle a un piston dit plongeur ; c'est par le déplacement de ce cylindre dans un volume fixe que les clapets fonctionnent soit à l'aspiration, soit au refoulement.

La garniture est en gaïac appuyée par l'une de ses extrémités sur la cloison du condenseur et maintenue à son autre extrémité par une couronne C. Quand on refait la garniture de la pompe, il faut avoir bien soin de laisser au moins $1^{mm},5$ de jeu entre le corps du piston et cette garniture si l'on ne veut pas être exposé à voir le piston corner. Il faut préalablement avant d'ajuster les lamelles les faire séjourner quelque temps dans l'eau afin que leur gonflement notant se soit déjà opéré.

DIFFÉRENTS TYPES DE POMPES A AIR EMPLOYÉS DANS LA MARINE

(Fig. 311.) Dans les anciennes machines à mouvement lent, le condenseur, la pompe à air et la bâche avaient la disposition pré-

sentée par la figure 311. Le condenseur était représenté par le réservoir C*o*, la vapeur arrivait par l'orifice E*v*, l'injection par le tuyau T*i* réglée par le robinet R*g* à la mer et I*c* à l'eau de la cale ; la pompe à air était verticale, son cylindre P*a* en fonte était garni d'une chemise en bronze C*h* ; le clapet C*a* d'aspiration était en bronze et oscillait autour d'un axe goupillé à l'une de ses extrémités pour ne pas sortir et portant un ergot du côté de la tête pour l'empêcher de tourner ; le piston *po* est en bronze et porte les orifices 1, 2 recouverts par les clapets C_1 C_2, limités dans leur course par les butoirs $b_2 b_3$. Les clapets $C_1 C_2$ oscillent également autour d'axe traversant l'emmanchement de la tige du piston, celle-ci a son emmanchement conique et claveté, l'eau et les gaz sont refoulés par le clapet C*t* de tête dans la bâche B*o* et évacués

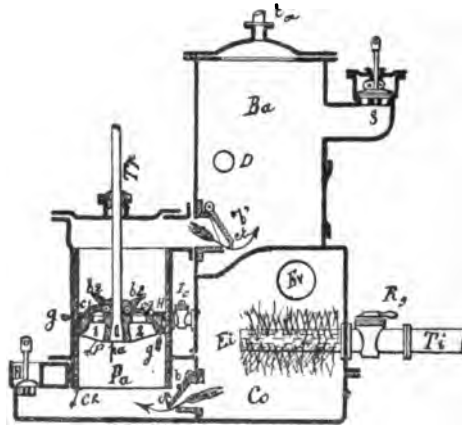


Fig. 311.

à l'extérieur par la soupape S, les pompes alimentaires aspirent en D, les gaz s'évacuent par le petit tuyau *ta* ; ils ne s'accumulent donc pas à la surface de l'eau dans la bâche. Le reniflard R sert à purger le condenseur au début de la marche.

La figure 308 représente la disposition des machines oscillantes ; les détails et le fonctionnement de cette pompe reportent suffisamment de la figure.

Pompe à air du « Duperré » (fig. 312). — Cette pompe à air représentée par la figure 312 est à simple effet, et une seule par machine recevant son mouvement par des balanciers *b* actionnés par la traverse du piston de la machine centrale à l'aide de

menottes. Les clapets d'aspiration, de refoulement et du piston sont en caoutchouc. Les clapets d'aspiration sont placés sur le conduit de communication du condenseur à la pompe à air (fig. 299). La forme de ces clapets est trapézoïdale, de même que celle de leurs butoirs qui forment une couronne autour de la tige du piston. L'eau de condensation est refoulée dans la bâche B*m*

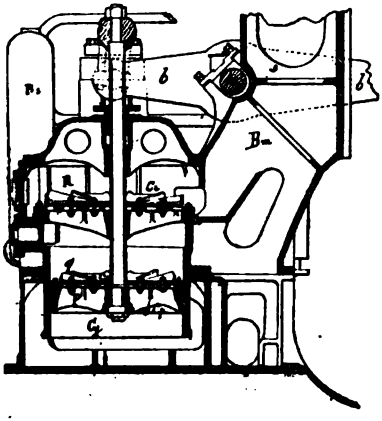


Fig. 312.

C*y*, cylindre de la pompe à air avec chemise en bronze.
bb, balanciers recevant leur mouvement de la tige du piston par sa traverse et des menottes.
x,*x*, menottes de transmission du mouvement des balanciers à la traverse de la pompe à air et aux pompes alimentaires et de cale.
T*h*, tige du piston de la pompe à air.
C*h*,C*h*, clapets du piston en forme de trapèze.
C*r*,C*r*, clapets de retenue de la bâche au cylindre de la pompe à air.
B*m*, bâche du condenseur.
B*s*, bâche supplémentaire.
O*p*, aspiration des pompes alimentaires.
T, traverse de la tige du piston de la pompe à air, des pompes alimentaires et de cale (voy. la planche du *Duperré*).
h, porte de visite des clapets de retenue.

faisant partie du bâti formant glissière des patins de la traverse de la tige du piston. L'eau de la bâche B*m* revient dans la bâche supplémentaire B*s* portant la décharge accidentelle. L'eau de condensation dans les bâtis de la bâche B*m* maintient la température des glissières à une température normale; dans la bâche B*s* viennent aspirer les pompes alimentaires conduites par la même traverse que la pompe à air; les pompes de cale reçoivent également leur mouvement par cette même traverse. Le piston est en bronze avec garniture en coton, la tige du piston de la pompe à air est en fer recouverte d'une chemise en bronze.

Pompe à air du « Courbet », construit par l'usine du Creuzot (fig. 312 *bis*, p. 444). — Cette pompe à simple effet est également conduite par des balanciers dont les extrémités sont reliées à l'aide de menottes, d'une part à la traverse de la tige du piston central et d'autre part à la traverse qui conduit à la fois et la pompe à air et les pompes alimentaires; le piston est à fourreau comme il est indiqué par la figure 313, le piston B est en bronze grillagé avec clapets circulaires en caoutchouc, avec butoirs demi-sphériques avec le jeu de 3 millimètres pour permettre aux clapets le mouvement vertical et leur emboutissage graduel contre leurs butoirs

au fur et à mesure qu'ils se lèvent. La pompe comprend pour clapets, les clapets C*a* d'aspiration C*p* du piston et C*r* de retenue.

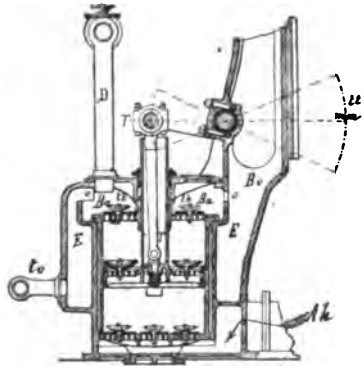


Fig. 312 *bis*.

L'eau du condenseur est refoulée dans le récipient B*a* supplémentaire du cylindre de la pompe à air, puis dans B'*a* bâche supplémentaire du bâti, puis tombe dans le cylindre enveloppe EE d'où prend l'aspiration *ta* des pompes alimentaires, la décharge accidentelle se fait par le tuyau D surmontée d'une soupape 3 communiquant avec la sortie de l'eau de circulation. Cette soupape ne fonctionne que sous une pression supérieure à celle qui existe dans les tuyaux de refoulement des pompes de circulation, par conséquent l'eau de ces derniers ne peut pénétrer par le tuyau D, et dans le récipient E.

. **Pompe à air de la « Dévastation » et de l'« Amiral-Baudin »** (fig. 313 et 313 *bis*, p. 445 et 446.) — Machines construites par l'usine d'Indret (fig. 313). Il y a deux pompes à air et deux condenseurs par machine, elles sont conduites par les tiges des pistons extrêmes. Sur le bloc du tourillon de la bielle motrice de chaque cylindre extrême est fixée une crosse C et sur cette crosse est fixée la tige E de la pompe à air, cette tige porte une chemise en antifriction ; entre la tige du piston moteur et celle qui conduit la pompe à air est fixée une deuxième tige à vapeur D prenant directement sur le piston moteur ; cette deuxième tige a pour but d'empêcher la fatigue de la crosse conduisant la pompe à air et aussi pour empêcher la déviation de la tige du piston moteur. Sur l'*Amiral-Baudin* cette deuxième tige D est directement opposée à la tige de la pompe à air et au lieu d'être fixée sur le piston moteur elle est fixée sur le piston d'un petit cylindre additionnel adossé au grand et recevant la vapeur dans les mêmes conditions. De cette façon il ne peut plus y avoir de tendance à un dévers de la crosse et des tiges.

EXPLICATION DU FONCTIONNEMENT DE CETTE POMPE

Supposons le piston F en haut de course et le puits et le cylindre de la pompe complètement remplis d'eau. Lorsque le

piston redescendra, les clapets de la boîte *qq*, laquelle est en communication avec le condenseur s'ouvriront de haut en bas en vertu de la différence de pression entre le condenseur et le dessus du cylindre, les gaz du condenseur, pénétreront donc dans le cylindre de la pompe. Lorsque le piston sera arrivé au bas de sa course, toute la partie supérieure du cylindre au-dessus du piston sera remplie de gaz à une pression inférieure à celle du condenseur, le piston dans son mouvement de descente aura expulsé dans la bâche tout le volume d'eau dont le cylindre était rempli. Si le piston remonte, les clapets du couvercle de la boîte *qq* se refermeront sous la nouvelle pression produite par la montée du piston, tandis que ceux *ss*

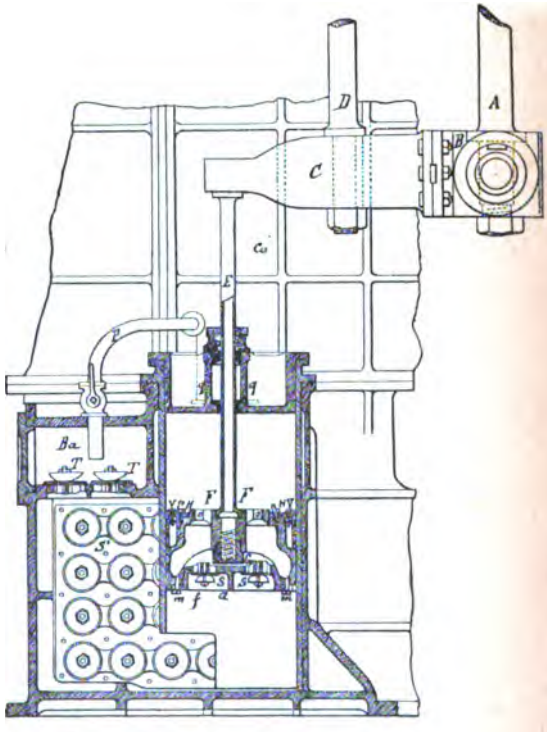


Fig. 313. — « Dévastation. »

A, tige du piston moteur.
B, bloc du tourillon sur lequel est boulonnée et clavetée la crosse C.
C, crosse conduisant la pompe à air.
D, contre-tige du piston à vapeur consolidant la crosse C.
E, tige du piston de la pompe à air.
F, piston de la pompe à air.
G, écrou fermé fixant le piston et la tige de la pompe à air.
H, couronne en bronze fixée au piston par les prisonniers *n*.
J, garnitures du piston en bronze antifrictionnées.
I, couronne en bronze servant de presse-étoupe à des garnitures K en coton appuyant les garnitures J en bronze antifrictionné contre les parois du cylindre.
K, garnitures en coton appuyant J contre les parois du cylindre.
V, vis de fixation de la couronne I.
f, fond du piston maintenu par les goujons *m*.
qq, boîte en bronze contenant des clapets circulaires en caoutchouc, s'ouvrant de haut en bas et permettant à l'air du condenseur d'arriver au-dessus du piston F de la pompe à air.
S, clapets du piston, circulaires en caoutchouc s'ouvrant pendant la course montante du piston pour livrer passage à l'air qui avait pénétré dans le cylindre pendant la descente du piston; cet air fait matelas élastique au piston.
S', clapets de pied ou d'aspiration.
T, clapets de tête ou de refoulement.
Ba, bâche.
P, tuyau de retour d'eau de la bâche au condenseur.
Cq, coquille du condenseur.

du piston s'ouvriront et tous les gaz qui étaient dans le cylindre et au-dessus du piston passeront à la partie inférieure

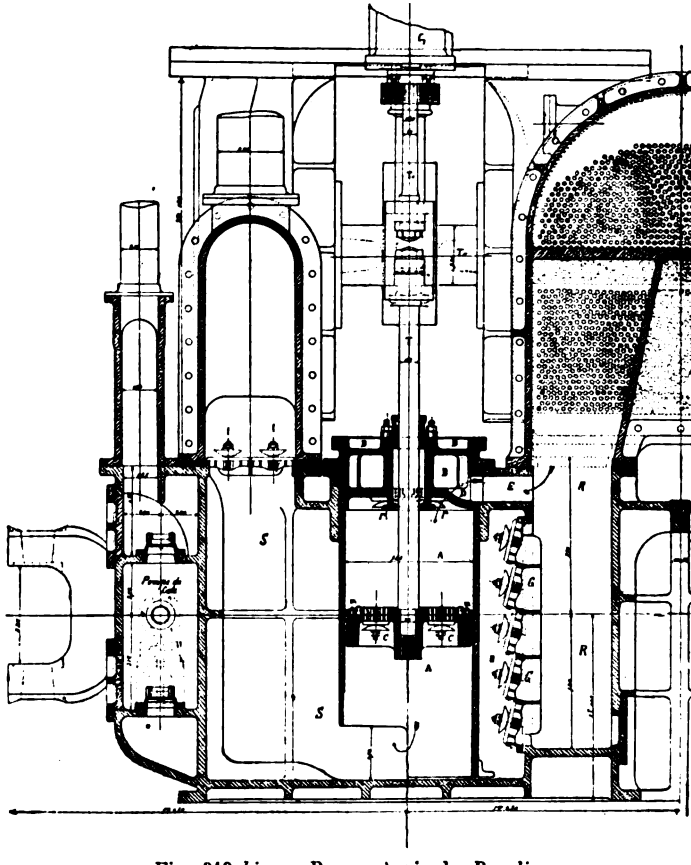


Fig. 313 *bis.* — Pompe à air du *Baudin.*

du cylindre et sous le piston, et remplaceront dans la chambre à clapets d'aspiration un égal volume d'eau expulsé pendant la course descendante du piston, et comme ces gaz sont à une pression inférieure à celle qui existe dans le condenseur, l'eau renfermée dans le puits ouvrira les clapets de pied, puis se rendra dans la chambre à clapets, puis elle montera dans le corps de pompe suivant le piston jusqu'à ce que l'équilibre

soit établi. Le piston en descendant de nouveau aspirera toujours des gaz au condenseur par sa partie supérieure, tandis que par sa partie inférieure il comprimera les gaz emprisonnés entre lui et l'eau et à la fin de sa course il aura expulsé tous ces gaz, ainsi que la quantité d'eau de condensation qui s'est écoulée du puits pendant la précédente montée. En résumé cette pompe aspire les gaz du condenseur par la partie supérieure du piston et les refoule avec l'eau de condensation par sa partie inférieure. L'interposition des gaz entre le dessous du piston et l'eau refoulée empêche les chocs qui se produisent généralement dans les pompes à air verticales.

Dans les nouvelles machines, les pompes à air, celles de circulation d'eau réfrigérante, et celles d'alimentation sont conduites par un moteur indépendant.

La conduite des pompes de circulation, des pompes à air et celle des pompes alimentaires, par un moteur spécial indépendant, constitue un progrès réel sur l'ancienne installation qui consistait à faire conduire ces pompes par la machine motrice, et donne lieu aux avantages que nous pouvons résumer ainsi :

1° Les condenseurs ne peuvent plus s'échauffer.

2° On peut régler leur vitesse à volonté, ce qui permet de conserver une température constante au condenseur.

3° Stoppé on peut alimenter les chaudières avec l'eau de condensation puisque l'on peut envoyer la vapeur en excès des chaudières au condenseur et y recueillir l'eau, les pompes à air fonctionnant. Une soupape est placée sur un tuyau spécial pour l'évacuation de cette vapeur. Cette eau a une température plus élevée que celle de la mer, il y a donc économie de combustible.

4° Il n'existe plus aucune chance d'engorgement des condenseurs puisque les pompes à air, de circulation et d'alimentation fonctionnent d'une façon continue.

5° Les pompes à air fonctionnant, le vide est créé, la mise en marche est donc plus facile, et sans hésitation.

6° On évite bien des chances d'avaries par cette indépendance.

Ces machines fonctionnant toujours, il n'y a pas d'à-coups dans leurs mouvements ; comme on peut régler leur vitesse on peut diminuer leur volume, la surveillance est plus facile, et la machine étant débarrassée de toutes ces pompes est plus simple et plus facile à conduire.

POMPE A AIR DU « TONQUIN »

(Fig. 314.) Cette pompe est également à simple effet et à fourreau conduite par un bras B venu de forge avec le bloc du tou-

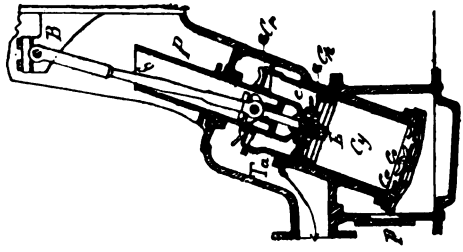


Fig. 314.

rillon de la grande bielle.

Les clapets d'aspiration, du piston et de retenue sont en caoutchouc et circulaires; l'eau de condensation est refoulée dans un conduit T*a* déversant dans un récipient spécial où aspirent les pompes alimentaires et les pompes auxiliaires d'alimentation. Cette pompe ne présente rien de particulier, comme dans tous les autres systèmes, il faut opérer des visites fréquentes de tous les clapets et des garnitures du piston.

Fig. 314 *ter*. — Vue 1.

POMPES A AIR DES CROISEURS ET DES CONTRE-TORPILLEURS

Pompes à air du « Cassini ». — Ces pompes au nombre de deux par machine, sont conduites par un moteur spécial; ces deux

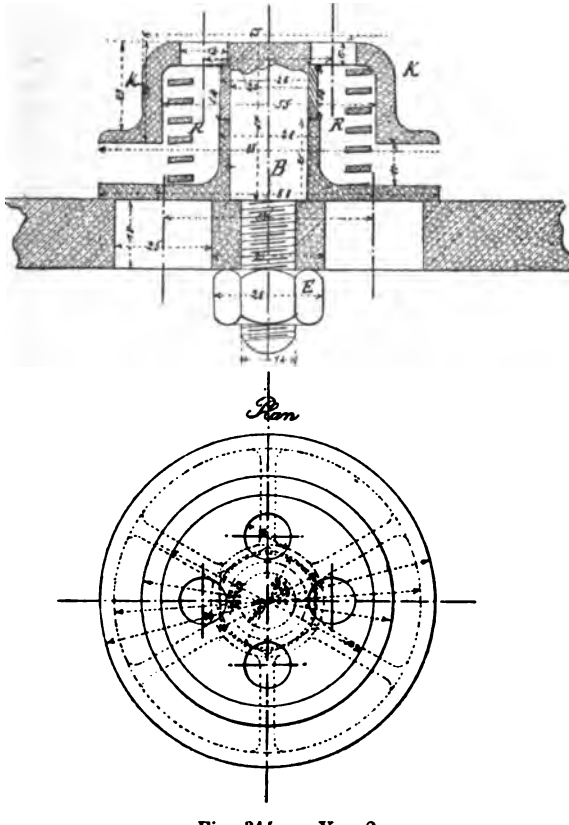


Fig. 314. — Vue 2.

moteurs peuvent être conjugués par un arbre avec tourteau d'embrayage; en cas d'avarie dans une pompe ou dans un moteur, l'autre pompe ou l'autre moteur par cette disposition peut donc fonctionner pour les deux machines à la fois.

Comme il est indiqué par la figure ci-jointe, les moteurs et les

pompes à air sont calés à 90°, leurs pistons sont en bronze et sur leur pourtour est pratiquée une gorge dans laquelle sont enroulés des torons ordinaires en chanvre trempés dans l'huile ou simplement suifés, il n'y a pas de presse-étoupe pour maintenir cette garniture, on amincit le bout du toron pour le loger facilement dans la gorge.

Leurs clapets sont métalliques, ils sont guidés dans leur levée par des boulons B venus de fonte avec le butoir K (fig. 314, vue 2); ces boulons sont fixés dans le siège à l'aide d'un écrou E; la levée n'est que de quelques millimètres; un ressort à lame emprisonnée en partie dans la coquille du butoir les applique sur leur siège. Au début des essais la levée des clapets qui avait été réglée à une hauteur de 11 millimètres a été réduite entre 6 et 7 millimètres.

L'aspiration dans la machine se fait par la tubulure AS et la communication des pompes entre elles pour chaque machine est établie par le tuyau T*ac*. Comme dans toutes les pompes, il existe les clapets de pied C*p*, les clapets de pied *c'p* et les clapets de tête *ct*. La levée des clapets a joué un grand rôle dans l'influence du vide, on a même condamné un certain nombre de clapets.

Pompe à air du « Faucon » et de l'« Epervier » (fig. 315). — Sur ces contre-torpilleurs construits par les Forges et Chantiers de la Méditerranée, elles sont actionnées par une machine compound, manivelles calées à 90° comme celles des pompes à air. Elles sont à piston à fourreau, leur cylindre et leur piston sont en bronze, ces derniers sont sans garniture avec de simples cannelures sur leur pourtour; ces pistons sont à grillage; une chape traversant le piston et sur laquelle vient s'articuler la bielle d'entraînement est fixée au piston par un écrou fermé, logé dans un évidement du piston, un frein l'empêche de se desserrer. Le moteur à vapeur est du système, compound les pompes alimentaires sont à simple effet; elles sont en communication et peuvent aspirer dans l'une ou l'autre bâche. Les pompes à air sont mises en communication par le tuyau T*e* sur lequel est placé le registre R avec lequel on peut les isoler et régler l'ouverture; des registres spéciaux. Les clapets des pompes à air sont en caoutchouc et annulaires, ainsi qu'il est indiqué par la figure, une roue à rochet fixé sur l'arbre moteur pouvait servir à déterminer la mise en marche de la machine, un contrepoids fixé entre ses rayons équilibrait, les organes des autres pièces en mouvement. Ces machines ont été modifiées par la suite, on a supprimé les pompes alimentaires et de cale, en ne laissant que les pompes à air à conduire; les condenseurs étaient placés longitudinalement et, dans les coups de tangage, l'eau condensée passait de l'avant à l'arrière, elle était toujours en mouvement et n'arrivait aux pompes à air que par intermittence; il en résultait donc un travail très irrégulier pour

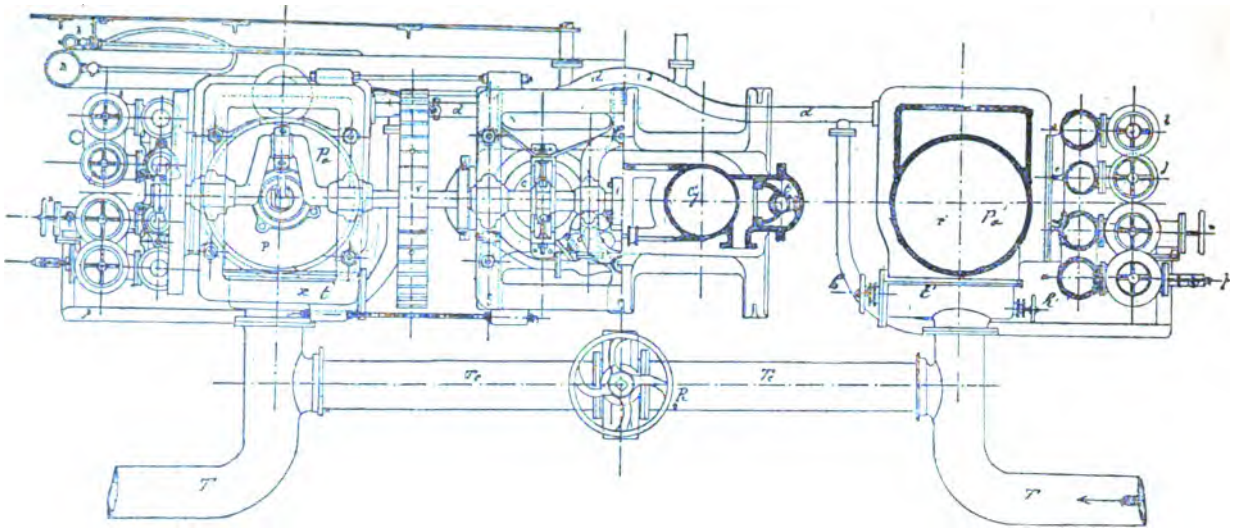


Fig. 315. — Vue 1.

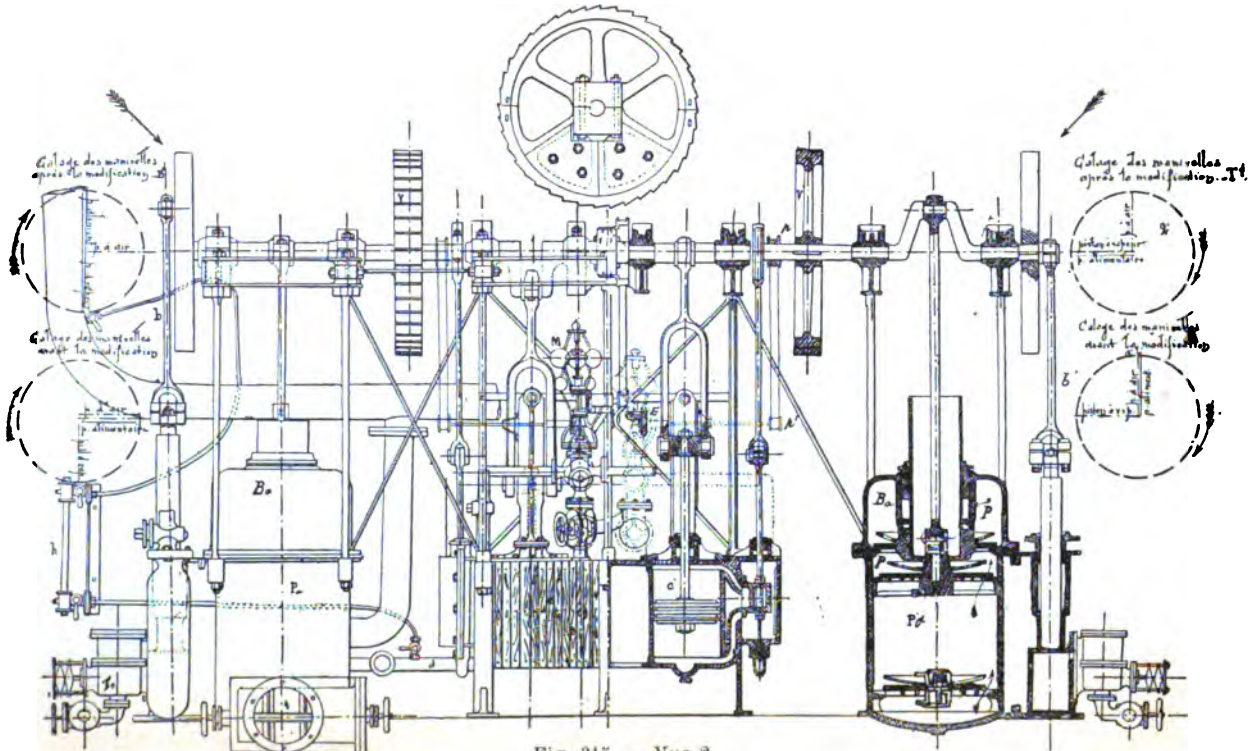

Calage des manivelles après la modification
Calage des manivelles avant la modification
Calage des manivelles après la modification
Calage des manivelles avant la modification

Fig. 315. — Vue 2.

celles-ci ; il en était de même pour les pompes alimentaires dépendantes des pompes à air pour la régularité de leur fonctionnement ; le travail des pompes de cale ne présentait pas plus de régularité. Par suite de toutes ces irrégularités, il y avait des emballements et des arrêts dans le fonctionnement du moteur à tel point que le volant *v's'* était décalé après avoir faussé l'arbre des machines. Les bâtis ont été cassés et le mouvement et le

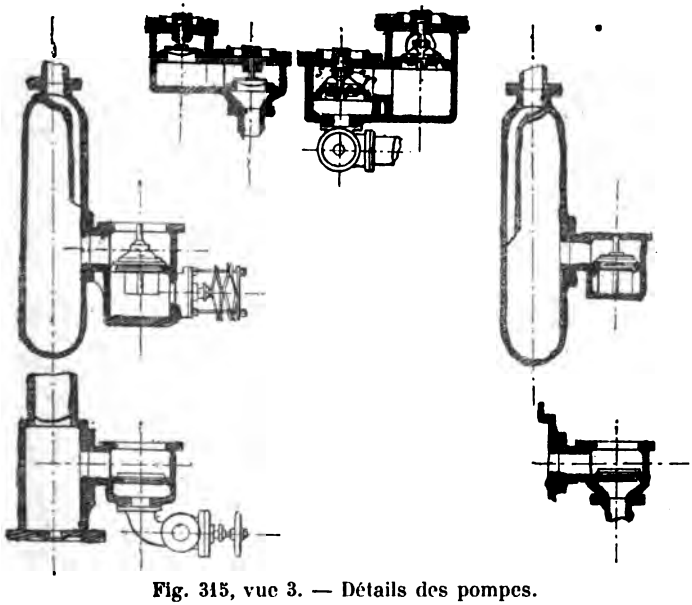


Fig. 315, vue 3. — Détails des pompes.

fonctionnement de ces machines ne sont devenus normaux qu'en détachant les pompes de cale et alimentaires et en plaçant des cloisons dans les condenseurs, afin d'empêcher ce déplacement continuel de l'eau. Les effets du régulateur à force centrifuge pour régler l'introduction de vapeur était sans effet dans de telles conditions. On a placé des thirions pour pompes alimentaires et de cale ; et le fonctionnement des pompes à air a cessé de laisser à désirer.

Pompe à air et de circulation du « Bouvines » (fig. 316). — Cette machine de servitude se compose du moteur compound à deux cylindres G et *g* dont les manivelles sont calées à 90°, des deux pompes à air P*a* et P'*a* à piston à fourreau avec cannelures pour garnitures ; les clapets d'aspiration M sont en caoutchouc et

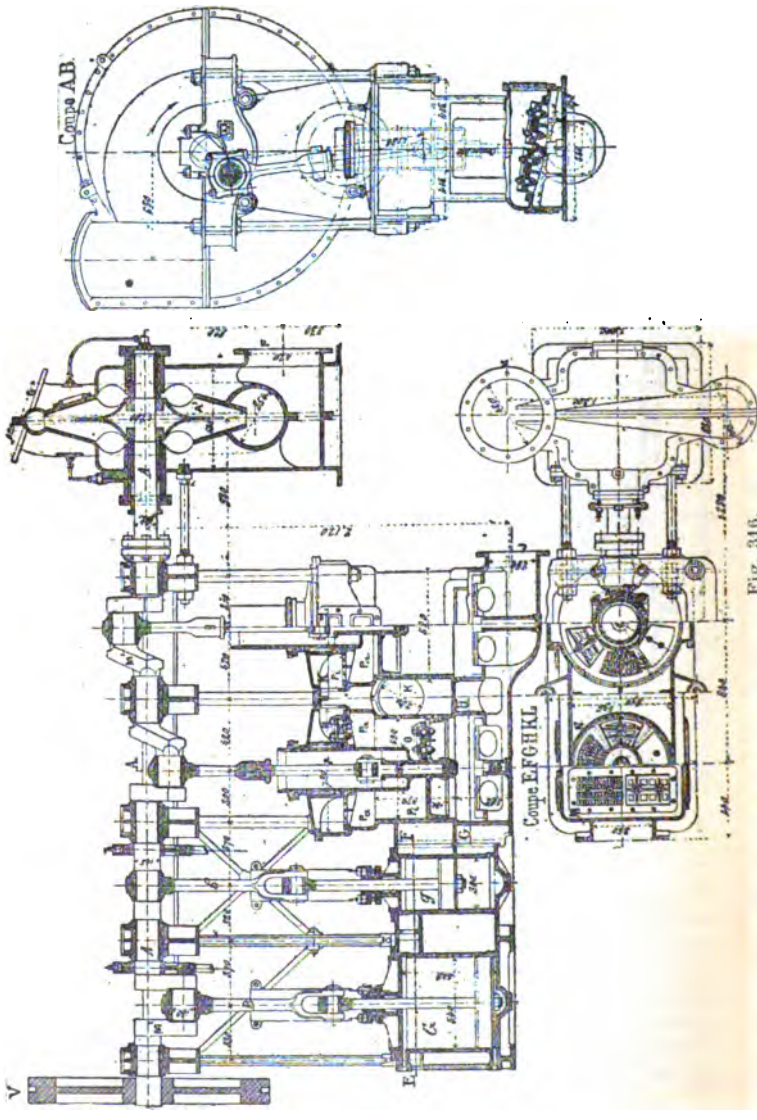


Fig. 316.

A, arbre moteur.
V, volant régulateur de marche.
B *b*, bielles motrices.
G *g*, cylindres à vapeur moteurs.
P*a* P*a*', pompe à air à simple effet.
P*i* P*i*, pistons des pompes à air.
M, clapets d'aspiration.
N, clapets de refoulement.
A', pompe de circulation au condenseur.
J, aspiration des pompes à air au condenseur.
t t, tuyaux arroseurs du presse-étoupe paliers de la turbine.

rectangulaires ceux du piston et de retenue sont trapézoïdaux, ainsi qu'il est représenté par le plan ; ces pompes sont à simple effet ; sur le prolongement à l'arbre moteur est relié par des tourteaux, celui qui conduit la turbine A' de circulation.

Machine de servitude de la « Bombe » (fig. 317). — Le moteur de cette machine est également une machine compound, manivelles calées à 90° ; un régulateur spécial règle l'ouverture du registre de vapeur ; par l'écartement des deux poids I et I agissant sur un levier L qui lui-même agissant sur le levier coudé L', ce dernier faisant monter la tige du régulateur ; le ressort R très long maintient toujours le régulateur ouvert en grand ; le régulateur n'agit donc que pour fermer le registre et maintenir l'allure régulière à la machine.

Les différentes vues représentent les détails de cette machine.

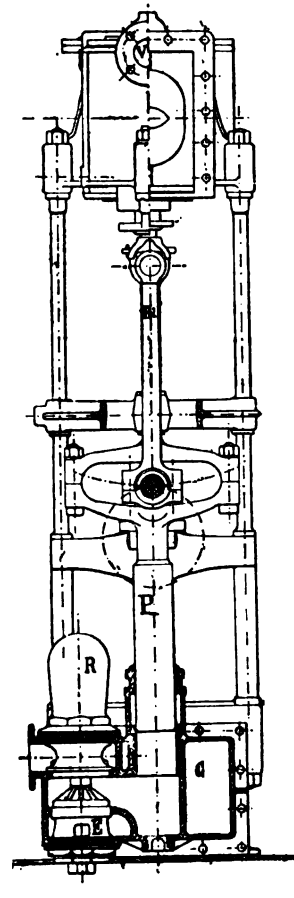


Fig. 317. — Vue 1.

Bi, bielle motrice.
P, piston de la pompe alimentaire.
R, réservoir de la pompe.
E, robinet d'aspiration de la pompe.
V, arrivée de vapeur.
C, conduit d'aspiration.

DIMENSIONS D'UNE POMPE A AIR

Dans les nouvelles machines à condenseur par surface, il est bon de ne pas construire les pompes à air dans le seul but d'extraire du condenseur les gaz et l'eau de condensation ; car, il peut arriver à un moment donné qu'il se produise des fuites dans les tubes et que le condenseur soit presque transformé en condenseur par mélange ; il est bien évident que dans ce cas, si la pompe à air avait des dimensions suffisantes pour remplir le but d'un condenseur par surface, elle serait insuffisante avec des fuites au condenseur.

En admettant les quantités d'eau d'injection ou de circulation qui ont été établies au chapitre des condenseurs et étant donné

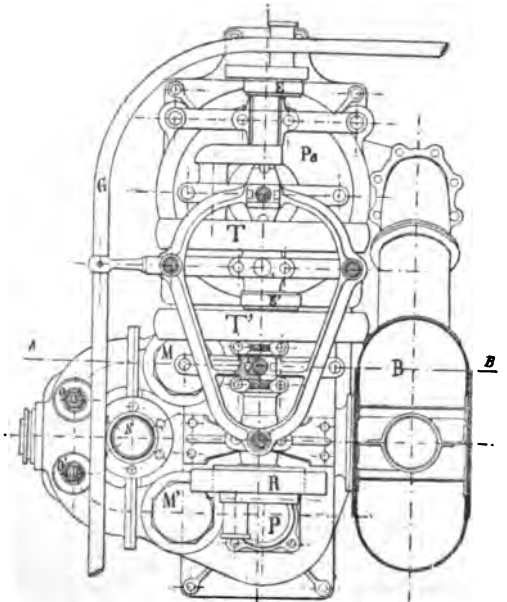


Fig. 317, vue 2. — Plan des pompes.

B, bâche.
EE', excentrique.
OO', ressorts Belleville.
P, pompe alimentaire.
Pa, pompe à air.
M M', réservoirs.
T T', volonté avec contrepoids.
N, réservoir intermédiaire.
R, régulateur.
G, garde-corps.

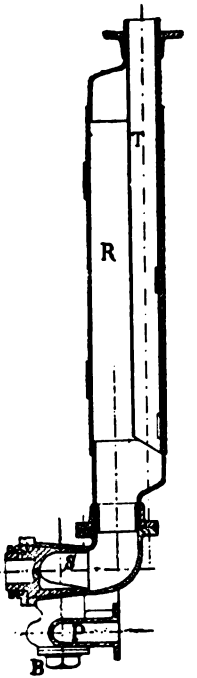


Fig. 317, vue 3. — Coupe par l'axe du réservoir intermédiaire.

P, passage du trop-plein.
R, réservoir.
T, refoulement.
S, robinet de communication des pompes au réservoir.
B, bouchon de visite.

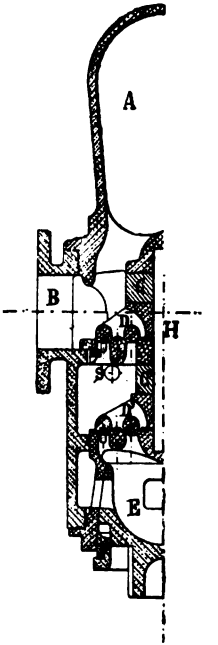


Fig. 317. — Vue 4.

A, réservoir.
B, tuyau de refoulement.
C C', butoir en caoutchouc.
D D', clapets annulaires métalliques.
E, robinet d'aspiration.
F, presse-étoupe.
H, axe des clapets.
S, soupape de sûreté.

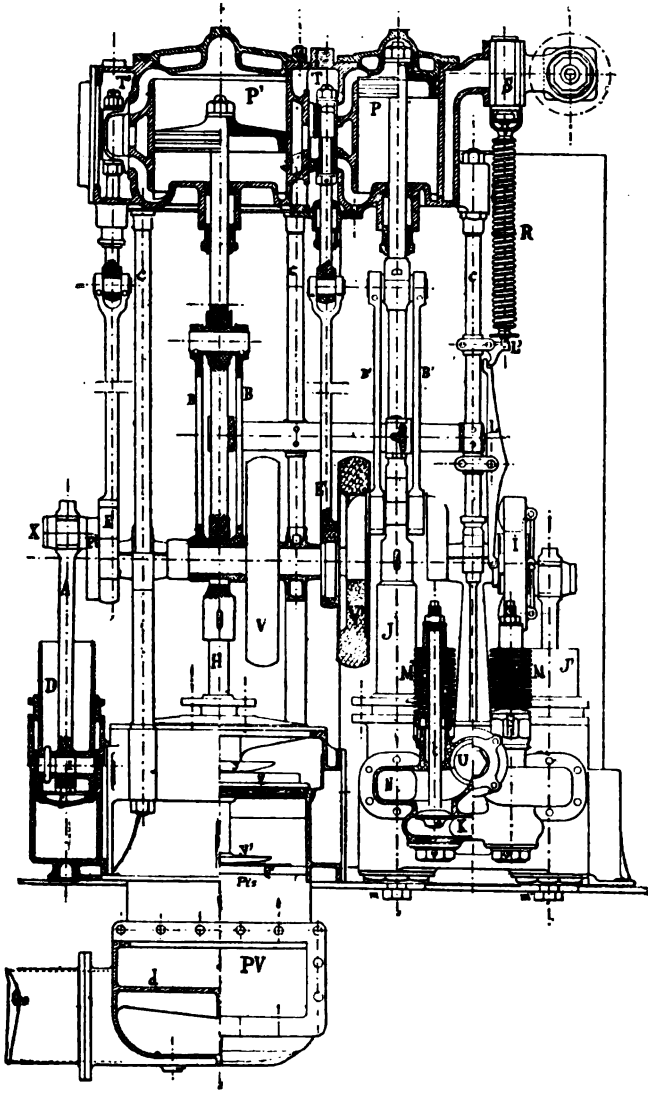


Fig. 317, vue 5. — Coupe longitudinale.

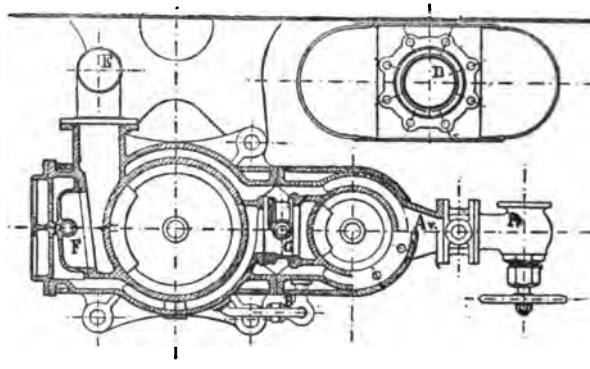


Fig. 317, vue 6. — Coupe par l'axe des cylindres.

Av, arrivée de vapeur.
B, robinet ou soupape additionnelle.
C, tiroir admetteur
D, décharge accidentelle.
E, évacuation.
F, tiroir du détendeur.
Ps, registre.

la température moyenne de l'eau de condensation, on calcule leur diamètre par les formules suivantes :

Si P représente la puissance en chevaux, L la longueur de leur course et N le nombre de tours.

$D = 0{,}62\sqrt{\frac{P}{NL}}$ pour les condenseurs par injection, et $D = 0{,}31\sqrt{\frac{P}{NL}}$ pour les condenseurs par surface.

Légende de la figure 317, vue 5.

P, cylindre admetteur.
P', cylindre détendeur.
S, boîte du régulateur.
R, ressort du régulateur.
T et T', boîtes à tiroirs.
B B, bielles de pompe à air.
B' B', bielles de pompe alimentaire.
L L', leviers du régulateur.
c c c c, colonnes de fixation de la machine.
E et E', excentriques des tiroirs.
X, axe bouton commandant la pompe de cale.
P*l*, plateau vireur.
A, tige ou bielle de pompe de cale.
D, piston plongeur de la pompe de cale.
a, soie de la bielle.
f, fond démontable.
V V', volants contrepoids.
J et J', pompes alimentaires.
I, régulateur de la valve de vapeur.
M M', ressorts Belleville sur les trop-pleins.
t, tige de la soupape de trop-plein.
s, soupape de trop-plein.
N, refoulement des pompes alimentaires.
K, passage du trop-plein.
U, robinet de refoulement.
Y, butoir du clapet de tête.
Y', butoir du clapet du piston.
Q, clapet de tête.
Q', clapet du piston.
S*i*, siège en bronze.
P*is*, piston de la pompe à air.
v v', bouchons de visite.
m m, robinets d'aspiration des pompes alimentaires à la bâche.
d, clapets (sièges des) de pied.
P V, porte de visite.
Co, communication avec le condenseur
A R, refoulement à la bâche.

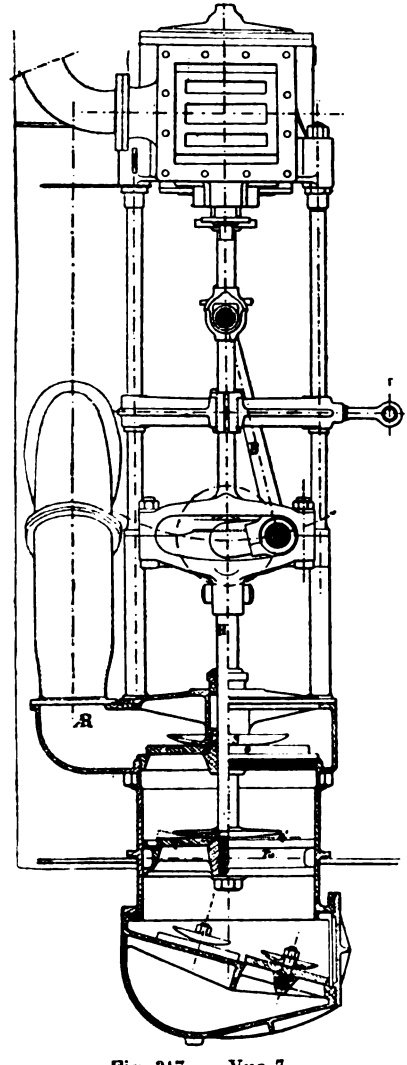


Fig. 317. — Vue 7.

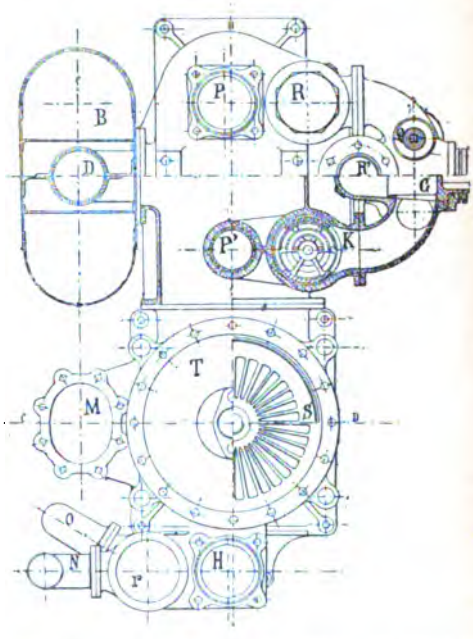


Fig. 317, vue 8. — Vues et coupes horizontales des pompes.

P, pompe alimentaire.
R, réservoir de pompe alimentaire.
P', coupe de la pompe alimentaire.
R', réservoir intermédiaire.
K, plan du clapet de refoulement du réservoir.
C, robinet de communication.
B, bâche.
D, décharge accidentelle.
M, refoulement de la pompe à air à la bâche.
H, pompe de cale.
r, réservoir de la pompe de cale.
O, aspiration.
S, siège en bronze.
T, pompe à air.
Q, ressort Belleville.

Mais en général, en pratique on donne à la pompe à air à simple effet un volume égal au 1/8 du volume du dernier cylindre de

détente et le 1/10 du volume du même cylindre pour un condenseur par surface.

D'après certains constructeurs, le diamètre de son piston était les 2/3 de celui du cylindre à vapeur et sa course la moitié de

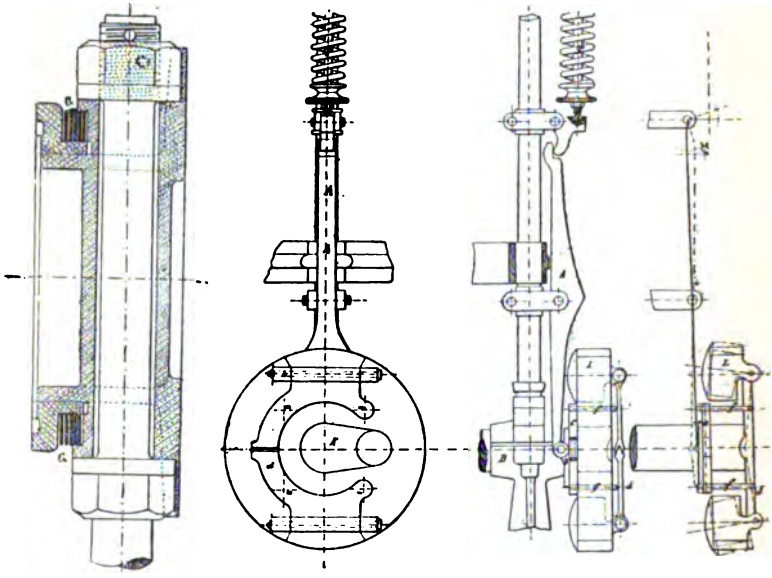


Fig. 317, vue 9. — Coupe par l'axe du tiroir.

G, ressort appuyant le tiroir sur sa glace.

Fig. 317, vue 10. — Régulateur.

LL, levier transmettant le mouvement à la tige T de la soupape par L'.
T, tige de la soupape d'introduction de vapeur.
B, paliers de l'arbre moteur.
C, collier en deux parties portant quatre tiges *ff*, recevant leur mouvement des bras des lentilles.
ffff, tiges coulissant dans quatre trous percés dans la boîte du régulateur et guidant le mouvement au collier C.
D, Demi-collier recevant le frottement du collier C et donnant le mouvement au levier L.
I I, lentilles montées sur les axes *i i* et divergentes lors de leur mouvement de translation.
K, arbre des manivelles.
m m, points où les tiges *ff* viennent toucher les bras *d* de levier des lentilles.

celle du piston à vapeur; le volume engendré par son piston dans ces conditions dans une course simple est de $\frac{1}{4,5}$ du volume engendré par le piston. Pour les machines qui fonctionnent à une certaine détente, on peut abaisser ce rapport à $\frac{1}{4,75}$. L'aire des orifices est de 1/4 de celle du piston de la pompe à air ou engendré par cette pompe dans une course simple, doit être le

1/9 de celle du piston à air. L'aire des orifices du piston doit être égale à 1/4 de celle du piston.

Dans les machines de terre, si l'eau d'injection n'arrive pas naturellement, et doit être fournie par une pompe, le volume 1/24 de celui du piston à vapeur, ou à $\frac{1}{18}$ si la machine dépasse à un moment donné sa puissance nominale. On peut toujours par un registre régler la quantité d'eau à aspirer.

Pour les condenseurs à surface, le volume engendré pour cette pompe est pris à environ le $\frac{1}{1,4}$ de celui qu'engendre le petit piston à vapeur ; d'autres constructeurs portent ce rapport égal à l'unité. Quand les pompes sont à double effet, on réduit ce volume de moitié.

Considérations sur les pompes à air. — Les clapets métalliques que l'on emploie dans les dernières machines sont aussi très avantageux ; car, ils ont une durée illimitée, ils sont légers et ne subissent aucune déformation dans leur fonctionnement, par la chaleur et la présence de la graisse. Le rendement de la pompe est donc régulier, le vide reste constant, et par la légèreté de ces clapets et leur facilité pour se soulever, la machine auxiliaire peut avoir une vitesse assez rapide, 150 tours ; on peut donc diminuer son encombrement et la rendre applicable sur tous les bâtiments où l'espace est restreint.

Les clapets en caoutchouc vulcanisé étaient généralement composés de 3 p. 100 de soufre et d'une assez forte proportion d'oxyde de zinc. Ces clapets se ramollissaient par la présence des graisses minérales ou végétales, et se déchiraient au bout de peu de temps. Quand on voulait les faire servir de nouveau, lorsqu'ils n'étaient recouverts que d'une couche de graisse sans être criqués, il suffisait de les laver au savon vert, faisant disparaître toute tache de graisse, puis ensuite les saupoudrer avec de la fleur de soufre et les placer les uns sur les autres dans un endroit obscur. Au bout de quelques jours, ils avaient absorbé une certaine quantité de fleur de soufre, et après quoi ils avaient repris presque leur ténacité, leur élasticité, ce qui permettait de les employer à nouveau. Mais il fallait surveiller ces nouveaux clapets, leur apparence n'était pas toujours une garantie suffisante pour assurer une longue durée. Il fallait donc les visiter aussi souvent que les conditions le permettaient.

Dans les machines, tout en profitant des conditions spéciales de navigation, du genre de service auquel est affecté le bâtiment, il faut donc prévenir les dépenses inutiles et réaliser les plus petites économies. Tout s'enchaîne dans une machine, autant pour les dépenses que pour les économies : mauvais vide d'une part,

fuite d'un tiroir ou d'un piston, mauvaise régulation, presse-étoupe fuyant ; toutes causes de pertes de travail et de dépenses inutiles. On ne saurait donc trop étudier tous les organes qui entrent de préférence dans les causes directes de dépenses.

TRAVAIL APPROXIMATIF D'UNE POMPE A AIR D'UN CONDENSEUR PAR MÉLANGE

Comme nous l'avons déjà dit, la pompe à air a pour but d'extraire, à chaque tour de la machine, l'eau d'injection, celle de la condensation de la vapeur, la vapeur et l'air qui s'y trouvent soumis à une température de 40° environ, et d'y déterminer un vide relatif de 0m,65 en moyenne. Si les résistances opposées au

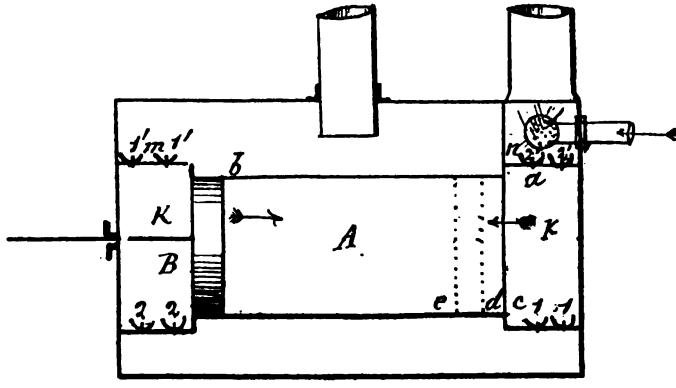


Fig. 318.

mouvement de la pompe étaient constantes, il suffirait d'établir ces résistances au départ et de les multiplier par le chemin parcouru pour avoir le travail dans un temps déterminé ; mais il n'en est pas de même dans un condenseur ainsi que nous allons le voir.

La pression au condenseur à un instant quelconque est obtenue en faisant la différence de la pression atmosphérique au même instant et du vide indiqué par l'indicateur. La pression au condenseur se compose d'ailleurs de deux parties ; l'une dépendant de la vapeur saturée et a une température de 40°, soit une pression de 5 centimètres ; elle ne peut varier que si cette température varie ; l'autre partie est due à la présence de l'air qui est amené au condenseur par la vapeur, par l'eau d'injection et par

les différentes fuites établies déjà ; cette pression est de 9 centimètres pour une pression moyenne de 14 centimètres au condenseur.

Les clapets ne sont pas ouverts au refoulement pendant toute la course du piston de la pompe à air : en effet, l'eau d'injection ne compte guère que pour 1/5 dans le volume total des fluides qui doivent être extraits du condenseur par la pompe à air que nous supposerons, dans notre cas, à double effet. Le piston de la pompe à air allant de *a* vers *b* (fig. 318) ; c'est d'abord l'eau du condenseur qui a été aspirée par les clapets 1, 1, puis lorsque le niveau du liquide s'est abaissé jusqu'à affleurer les clapets 1, 1, l'air du condenseur, grâce à sa tension, pénètre dans le corps de pompe en même temps que la quantité d'eau relativement petite incessamment fournie par la condensation. Cet air traverse le liquide qui se trouve déjà dans la pompe et va se loger au-dessus de ce liquide. Le piston étant en arrivé *b*, au moment considéré, le cylindre est rempli du côté A d'une couche de liquide à la partie inférieure et d'un mélange d'air et de vapeur dans toute la partie qui n'est pas occupée par le liquide. L'eau qui, lorsque le piston était en *a*, remplissait l'espace neutre K, s'est bien étendue derrière le piston lorsque celui-ci est allé de *a* en *b* ; mais comme l'espace K sera encore rempli de la même quantité d'eau lorsque le piston sera revenu en *a*, on peut donc sans influencer l'exactitude du raisonnement, faire abstraction du volume K en supposant que les clapets 1,1 font directement suite au cylindre de pompe à air, sans volume intermédiaire. On ne tiendra donc compte que de la présence dans le corps de pompe de la quantité d'eau réellement enlevée du condenseur à chaque coup simple du piston ; c'est-à-dire environ 1/5 du volume engendré par le piston.

L'air et la vapeur d'eau qui remplissent les 4/5 de ce volume V, au moment où le piston va retourner de *b* en *a*, à la faible pression du condenseur, pression qui est bien inférieure au début du mouvement du piston à la charge exercée sur les clapets de tête, charge due à la colonne d'eau en charge et à la différence entre la pression atmosphérique du moment et celle du condenseur ; ceux-ci ne s'ouvriront donc pour laisser passage aux fluides de la condensation que lorsque la pression de l'air comprimé de plus en plus, dépassera la charge exercée sur ces clapets, de sorte que la période de refoulement du piston de la pompe à air se décomposera en deux parties :

1° La période de compression de l'air qui dure pendant la plus grande partie de la course ;

2° La période de refoulement des fluides dans la bâche.

Pendant la période de compression, la tension de la vapeur d'eau qui est saturée est restée sensiblement constante. Ainsi, en réalité, au début de la course du piston, tous les clapets sont fer-

més, les clapets 2, 2 ne s'ouvriront que lorsque leur charge sera inférieure à la pression du condenseur, ce qui aura lieu d'autant plus près du point de départ que le volume de l'espace neutre sera plus faible, et les clapets 2', 2' ne laisseront écouler les fluides dans la bâche que lorsque le piston aura parcouru la majeure partie de sa course. En supposant que les clapets 2, 2 sont ouverts pendant toute la course et que c'est la charge des clapets de tête qui agit sur le piston pendant la période de communication avec la bâche, sans tenir compte de la distance de ces clapets au centre de pression du piston.

Prenons un exemple d'un bâtiment à hélice de 200 chevaux nominaux environ donnant 60 tours à la minute et à deux cylindres ayant consommé 8 193 kilogrammes de vapeur dans une heure, soit pour une seule allée ou une seule cylindrée $\frac{8\,193}{2 \times 2 \times 60 \times 60} =$ $0^{kg},570$. En condensant à 40°, il faut comme nous l'avons admis, 25 kilogrammes d'eau à 15° pour condenser 1 kilogramme de vapeur ; donc pour le cas présent, il faudra $0,570 \times 25 = 14^{kg},250$ d'eau d'injection et par conséquent l'extraire du condenseur pendant une course simple du piston de la pompe à air.

En prenant la densité égale à 1. Le volume engendré par le piston, si nous supposons la course égale à $8^{dcm},6$ et le diamètre à $3^{dcm},15$, sera $\frac{3,1416 \times 3,15^2 \times 8,6}{4} = 66^{lit},994$.

Le rapport entre la quantité d'eau à extraire et le volume du cylindre pendant une course sera donc $\frac{14,250}{66,994} = 0,21$ V.

L'air et la vapeur d'eau occupent donc les 0,79 du même volume lorsque le piston part du point mort. La tension de ces gaz est celle du condenseur, soit 14 centimètres de mercure, dont 5 centimètres pour la vapeur et 9 centimètres pour l'air. La charge sur les clapets est égale à la pression atmosphérique plus une hauteur d'eau que nous supposerons égale à 4 mètres ; la pression totale sera donc ramenée en centimètres de mercure égale à $\frac{76 + 4 \times 76}{10,33} = 106$ centimètres de mercure ; lorsque les clapets de bâche s'ouvriront, la tension de l'air sera donc $106^{cm} - 5^{vap} =$ 101 centimètres ; le volume initial de l'air seul est de $\frac{0,79 \times 9}{14}$ et le volume final étant x, la part de ce volume afférente à l'air sera $\frac{101}{106}$ de x, et d'après la loi de Mariotte $\frac{0,79 \times 9}{14} : \frac{101}{106} x :: 101 : 9$,

d'où $x = \frac{0,79 \times 9^2 \times 106}{14 \times 101^2} = 0,047$.

Au moment où les clapets de bâche fonctionneront, le volume

occupé par les produits de la condensation sera donc de 0,21 V + 0,047 V = 0,257 V; comme au début le volume était 1, et que ces volumes sont proportionnels à la longueur de la course parcourue, le volume parcouru sera alors 0,743; donc le piston aura parcouru les 0,743 de sa course. Les chemins parcourus sont alors pendant la période de compression de $0^m,86 \times 0,743 = 0^m,639$.

2° Pendant le refoulement *ec*, la bâche a $0^m,221$, *ed'* est le volume des gaz et *d'c* le volume du liquide au moment de l'ouverture des clapets 2' 2'.

La pression moyenne pendant la période de compression, s'obtiendra en cherchant la moyenne des pressions de l'air et en ajoutant à cette moyenne la pression constante de la vapeur saturée qui est de 5 centimètres. Le volume initial de l'air seul est de $\frac{9}{14} \times 0,79 = 0,51$ V et le volume final $\frac{101}{106} \times 0,047$ V $= 0,45$ V.

Si sur une ligne horizontale *ob* égale à 1 on porte à partir du point *o* une longueur égale au rapport $\frac{0,51}{0,045}$, que l'on divise cette longueur en 8 parties égales, et qu'à chaque point de division on élève une ordonnée égale à la pression de l'air, à ce moment, d'après la loi de Mariotte, sur une ligne *cd* distante de *ob* de la pression initiale 5 centimètres de la vapeur, en prenant une échelle de 5 centimètres par millimètre, on aura la figure représentant le diagramme du travail de résistance pendant la compression et pendant le refoulement. La moyenne des pressions totales est de $\frac{30,1}{10,6} = 0,284$ de la charge des clapets de tête, mais en pratique on prend généralement les 3/10 de la charge des clapets en tête.

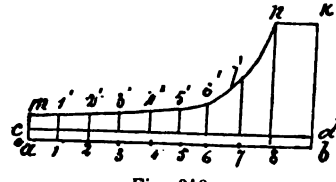


Fig. 319.

La pression du condenseur qui agit sur la face B du piston pendant toute la course, produit un travail moteur, tandis que les pressions exercées sur la face A produisent le travail résistant; en faisant la différence de ces deux travaux, on aura le travail seul de résistance demandé par la pompe à air.

Le travail résistant exercé sur un piston d'un mètre carré de surface et pendant une course sera donc pour la période de compression égal à $10.330 \times \frac{30,1}{76} \times 0,639 = 2\,614$ kilogrammes et pour pour a période de refoulement égal à $10\,330 \times \frac{30,1}{76} \times 0,221 = 3\,052$ kilogrammes. Total 5 666 kilogrammes.

Le travail moteur est égal à $10\,330 \times \frac{14}{76} \times 0{,}86 = 1\,636$ kilogrammes.

Différence $5\,666 - 1\,636 = 4\,030$ kilogrammes.

Donc, pour l'exemple que nous avions choisi, à 60 tours de machine et avec une surface de piston de 0,31 de diamètre et deux pompes à double effet, nous aurons pour expression du travail en chevaux de 75 kilogrammes :

$$T = \frac{3\,1416 \times \overline{0{,}315}^2 \times 2 \times 2 \times 60 \times 4\,030}{4 \times 60 \times 75} = 16 \text{ chevaux.}$$

Mais comme dans cette évolution, il n'est pas tenu compte du frottement dû au passage de l'eau dans les orifices des clapets, de celui de la pompe à air elle-même, le travail sera donc plus élevé. En général on estime que les pompes à air n'utilisent que les 0,60 p. 100 du travail moteur ; donc en réalité la pompe à air a absorbé $\frac{16{,}7}{0{,}6} = 29{,}9$ chevaux et si la machine développait 800 chevaux, la puissance totale serait égale à la puissance totale $\frac{30}{800} = \frac{3}{80} = \frac{1}{27}$.

POMPE A AIR CONSTRUITE PAR M. MOURAILLE POUR LES MACHINES COMPOUND A HAUTE PRESSION DESTINÉES AUX CHALOUPES A VAPEUR

L'ensemble de cette pompe comprend deux cylindres, C et C, en bronze, avec partie évasée à la partie inférieure de C' ; ces cylindres sont venus du même jet de fonte ; leurs extrémités sont fermées par les coquilles B et B_1. Dans chacun de ces cylindres se meuvent deux pistons P_1 et P_2 pour C et P_3 et P_4 pour C'. Ces pistons sont emmanchés à frottement doux sur leurs tiges *t* et *t'* et peuvent glisser sur ces tiges de la hauteur laissée libre entre deux buttoirs consécutifs 1 et 1' pour P_1, et 2 et 2' pour P_2, et 3 et 3' pour P_3, et 4 et 4' pour P_4 ; cette hauteur correspond à la levée des clapets dans une pompe ordinaire. Les pistons, d'après leur construction à jour, représentent les sièges mobiles des clapets circulaires ; les buttoirs 1', 2', 3', 4' sont venus de fonte avec les tiges ; les buttoirs 1, 2, 3, 4 sont rapportés vissés et goupillés sur ces tiges afin de permettre le passage des pistons ; les buttoirs placés directement au-dessus les uns des autres sont alternativement pleins ou évidés à grillage ; ainsi : 1' et 3 sont à jour, 1 et 3' sont pleins, 2' et 4 sont à jour, 2 et 4' sont pleins ; les tiges *t* et *t'* sont entraînées par le cadre d'un moteur à vapeur, disposition des petits chevaux ou Mazeline.

L'évaporation a lieu en A dans l'évidement du cylindre inférieur et le refoulement dans la partie R symétrique du cylindre supérieur.

Les parties cylindriques d'un diamètre un peu plus grand que

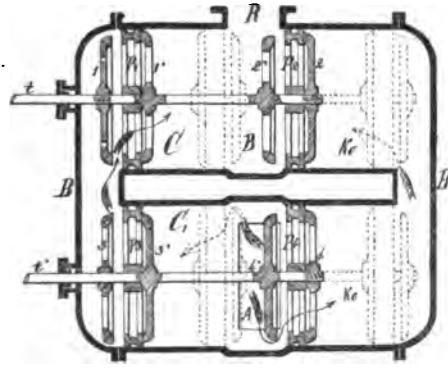


Fig. 320.

celui des cylindres, communiquent par une de leurs extrémités par des orifices à section rectangulaire terminée à l'autre par une section circulaire.

Fonctionnement de la pompe. — Prenons les tiges des pistons t et t' en haut de course, dans cette position le buttoir 1' appuie sur la face intérieure du piston P_1 et le buttoir 2 sur P_2 du cylindre supérieur. Le buttoir 3' repose sur P_3 et 4 sur P_4 du cylindre inférieur; les buttoirs 1 et 2' sont écartés des pistons P_1 et P_2 du cylindre supérieur de la hauteur de leur course, de même pour les buttoirs 3 et 4' qui sont écartés des pistons P_3 et P_4 de la même hauteur.

Le buttoir 3' du piston P_3 du cylindre C' étant plein et faisant partie de la tige t', l'eau qui remplissait ce cylindre en avant du piston est refoulée dans le mouvement de droite à gauche de celui-ci et passe par l'espace entre 3 et P_3, entre 1 et P_1'' et par l'orifice 1' passe dans le cylindre C et est refoulée en R. Pendant que le refoulement s'opérait de gauche à droite, les buttoirs pleins 2 et 3' étaient appliqués sur les faces intérieures des pistons P_1 et P_3; puis ces pistons étant libres sur l'arbre sous la pression due au refoulement, ils viennent reposer sur des parties fixes.

Les buttoirs 2' et 4' fixés sur les tiges t et t' se sont donc, par le fait, écartés des pistons P_2 et P_4 de la hauteur de leur course, et occupent la position actuelle indiquée par la figure 420. Dans le

mouvement, comme le buttoir 4 est à jour, l'eau d'aspiration passe par le piston P_4, et entre le buttoir fixe 4', elle remplit les volumes K*o* derrière les pistons. Lorsque les pistons vont revenir sur leurs pas, de gauche à droite ou opérer leur course descendante, les buttoirs 1, 2', 3 et 4' qui sont fixés vont appuyer sur les pistons P_1, P_2, P_3 et P_4 tandis que les buttoirs 1', 2, 3' et 4 s'en écarteront d'une quantité égale à leur course, et comme le buttoir 4' est plein et repose sur le piston P_4, il fermera le piston P_4 et l'eau contenue derrière le piston dans le volume K*o*, passera dans le cylindre supérieur et entre le buttoir 2 et le piston P_2; comme le buttoir 2' est à jour, elle ira au refoulement R.

En résumé, dans le premier mouvement, si les pistons sont en bas de course et montent, le piston P_4 étant séparé du buttoir 4', et 2 appuyant sur P_2, l'eau aspirée remplit les deux volumes K*o* et refoule l'eau contenue en K'*o*, puisque le buttoir 2 ferme le piston P_2; en redescendant, l'eau des volumes K*o* est refoulée et le volume K'*o* se remplit.

Le buttoir 1 du piston P_1 possède deux petits trous pour empêcher les chocs.

POMPES ROTATIVES

FORCE CENTRIPÈTE ET FORCE CENTRIFUGE (Fig. 321.)

Imaginons qu'une molécule *a* pesante attachée a l'extrémité d'un fil fixé au point *o*, parcourt d'un mouvement uniforme avec la vitesse *v* la circonférence décrite du point *o* avec *oa* ou *r* pour rayon. Cette molécule étant arrivée en *a*, supposons que sa liaison avec le fil et le centre cesse tout à coup, il est visible alors qu'elle quittera la circonférence et qu'elle suivra la direction de la tangente *ae* du dernier élément prolongé de la courbe. Si la liaison est au contraire maintenue, la molécule sera forcée de suivre la circonférence ce qui n'aura lieu que par suite d'un effort de traction exercé sur le corps et dirigé suivant le rayon. C'est cet effort qui est désigné sous le nom de *force centripète*, et on nomme *force centrifuge* la réaction égale et opposée exercée par le corps en vertu de son inertie. Pour déterminer sa valeur considérons l'arc élémentaire *ab* ou *e* parcouru par la molécule pendant le temps *t* et décomposons-le suivant les directions de la tangente *ae* et du rayon *oa*.

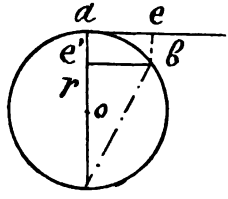


Fig. 321.

Soit *e'* la composante suivant le rayon *oa* et *ae* selon la

tangente. Il est visible que pendant le temps t le corps tend à s'avancer suivant le rayon de la quantité e' par l'effet de la force centripète ; si donc nous représentons cette force par f, nous aurons d'après les principes établis $f = \frac{2me'}{t^2}$;

car : $$f = \frac{mv}{t}, e' = \frac{vt}{2}, v = \frac{2e'}{t}$$

d'où : $$f = \frac{m}{t} \times \frac{2e'}{t} = \frac{2me'}{t^2}.$$

Or, l'arc élémentaire e pouvant être pris pour sa corde, on a, en vertu d'un théorème de géométrie, $e^2 = e' \times 2r$; d'où $e' = \frac{e^2}{2r}$ et si l'on remarque que $e = vt$ puisque le mouvement est uniforme, on aura par substitution :

$$f = \frac{2m}{t^2} \times \frac{v^2t^2}{2r} = \frac{mv^2}{2} = \frac{P}{g} \times \frac{v^2}{2} = \frac{Pv^2}{2g} = \frac{Pv^2}{19,62}$$

ou en remplaçant dans la formule $\frac{m\,v}{r}$ par la vitesse angulaire $\omega^2 r^2$, il vient $f = \frac{m\omega^2 r^2}{r} = m\,\omega^2\,r$.

Telle est l'expression de la force centripète ou de la force centrifuge son égale.

On voit que cette force est directement proportionnelle au poids du corps et au carré de sa vitesse et inversement proportionnelle au rayon de la circonférence. Quand il s'agit des boules d'un régulateur, on peut remplacer la vitesse v par $\frac{\pi\,r\,n}{30} = \omega$; dans cette expression n représente le nombre de tours par minute ; en remplaçant, dans la formule $f = \frac{m\,v^2}{r}$ il vient $f = \frac{\pi \times m^2 \times n^2\,r^2}{30^2 \times r} = \frac{P\,r\,n^2}{894,5}$. En remarquant que $\frac{\pi,\,n}{30}$ n'est autre que la vitesse ω, on peut encore présenter la valeur de f par l'expression $f = m\,\omega^2\,r$ expression plus simple.

CAS D'UN RÉGULATEUR (Fig. 322).

Ce problème consiste à placer des boules d'un poids suffisant animées d'une vitesse déterminée pour soulever par leur écartement une douille commandant l'organe d'ouverture de vapeur. En premier lieu, et pour simplifier la question, nous

négligerons le poids des quatre bras qui forment le losange articulé constituant l'ensemble du régulateur, et nous ne considérons que les bras *ac* et *ad* dont nous négligerons le poids et nous supposerons tous les points de la boule C animés sensiblement de la même vitesse, en sorte que la force centrifuge totale sera comme le poids, appliquée au centre même. En outre, nous déterminerons d'abord la position de la boule supposée libre; c'est-à-dire n'ayant point la douille à soulever.

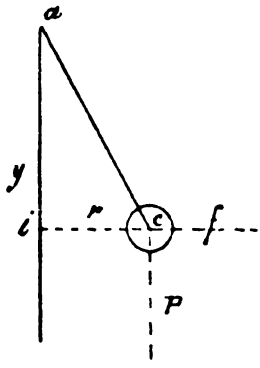


Fig. 322.

Dans ce cas simple, la boule C est sollicitée par son poids vertical P et par la force centrifuge qui s'exerce selon le rayon $Ci = r$. Appliquons le principe des moments et prenons pour centre le point *d*; l'équation d'équilibre sera $f \times ai = P \times Ci$; or, $f = m\,\omega^2 r$. $P = mg$, $Ci = r$, $ai = y$, il vient alors $m\,\omega^2 r \times y = m\,g\,r$; d'où $y = \frac{g}{\omega^2}$. Expression indiquant que la hauteur y est constante avec ω quelle que soit la longueur de la branche *ac* et quelle que soit la matière dont la boule est formée.

Dans le cas, où pour une vitesse donnée, la valeur de *y* serait plus grande que *ac*, la boule resterait appliquée sur l'arbre et la force centrifuge ne serait pas suffisante à cette vitesse pour l'en écarter. Si l'on remplace ω par sa valeur $\frac{\pi n}{30}$, on a $y = \frac{30^2 \times g}{\pi^2 n^2}$. La longueur du pendule simple qui bat *n* oscillations dans une minute étant donnée par la formule :

$$l = \frac{\overline{60}^2 \times g}{\pi^2 \times \overline{n}^2},\ T = \left(\frac{60}{n} = \pi\sqrt{\frac{l}{g}}\right),\ l = \pi^2\sqrt{g}\ \frac{60}{n} = \pi\sqrt{\frac{e}{g}}$$

$$\frac{60}{n'} = \pi\sqrt{\frac{e'}{g}} \text{ d'où } n : n' :: \sqrt{e'} : \sqrt{e} \text{ d'où } l : l' :: n'^2 : n^2.$$

C'est-à-dire que les longueurs de deux pendules oscillant dans un même lieu sont en raison inverse des carrés des nombres d'oscillations faites dans un même temps.

Considérons maintenant le cas ordinaire de la pratique, c'est-à-dire quand les boules doivent soulager une charge verticale déterminée par le poids de la douille, par le frottement de la valve et par les autres résistances qui existent dans l'ensemble de la manœuvre de l'appareil. Cette résistance peut s'évaluer

directement à l'aide d'un fil que l'on fait passer sur une poulie de renvoi et que l'on charge d'un poids nécessaire pour que la douille soit sur le point de se soulager. Soit q ce poids qui sera désigné une fois pour toutes pour des machines n'ayant pas des puissances très différentes.

Cette résistance q se décompose en deux agissant sur les bras kg et kf, et dont les intensités sont données par les côtés du parallélogramme $kfgl$; la résistance kg agissant en m sur la branche

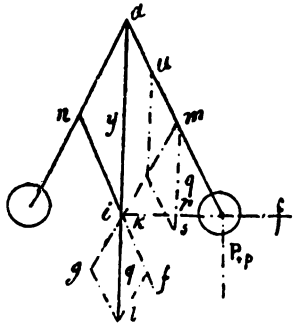


Fig. 323.

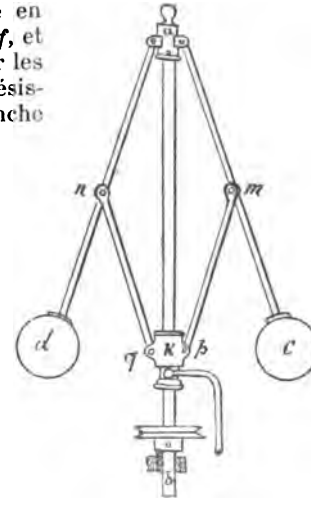


Fig. 323 *bis*.

de droite se décompose en deux autres, l'une verticale suivant ms et l'autre suivant mu détruite par la résistance du point a.

Si la figure $amnk$ est un losange comme cela a le plus souvent lieu, les côtés resteront parallèles deux à deux dans toutes les positions, et la résistance verticale ms sera visiblement constante et égale à q ; elle se décomposera d'ailleurs en deux, l'une appliquée en a et détruite ; l'autre agissant au centre de la boule avec une intensité égale à $\frac{q \times am}{ac}$ et ac étant la distance du sommet o au centre des boules que nous nommerons p. C'est ce poids additionnel p qui n'a point d'influence sur la valeur de la force centrifuge et que la boule doit soulever, cette égalité provient de : $q : f : : ac : am$, d'où $f \times ac = q \times am$ d'où $f = \frac{q \times am}{ac}$. La douille étant soutenue par une goupille à une hauteur minima correspondant à l'ouverture maximum de la valve, et le centre des boules se trouvant à une distance verticale y du centre d'articulation, la vitesse à laquelle leur traction sur la douille tend à se produire est donnée par la formule $y = \frac{g}{\omega^2}$; or, si la vitesse

augmente, mais de très peu, on comprend que l'accroissement de la force centrifuge puisse ne pas être suffisant pour vaincre la hauteur de la douille qui se manifeste en ce moment. Il y a donc une relation nécessaire entre cette résistance, l'augmentation de la vitesse et le poids des boules. Cela étant, imposons-nous la condition que les boules soient en état de soulever la douille K dès que la vitesse angulaire deviendra $n' = n\ \omega$, n' représentant l'augmentation ; nous aurons alors pour condition d'équilibre entre le poids $P + p$ et la force centrifuge ω', $P + p = M\omega'^2 ry$; or, $M = \frac{P}{g}$, $\omega'^2 = \omega^2 n^2$, $y = \frac{g}{\omega^2}$; l'équation précédente devient donc $P + p = Pn^2 = n^2 = \frac{P}{P} + \frac{h}{P} = 1 + \frac{p}{P}$ d'où $P = \frac{p}{n^2 - 1}$; il est assez convenable dans la pratique de faire $n = \frac{21}{20}$; c'est-à-dire que les boules doivent se soulager dès que la vitesse angulaire ω augmente de 1/20, dans ce cas $n^2 - 1 = \frac{41}{400}$ ou sensiblement 1/10.

$$\left.\begin{array}{l}(21)^2 = 441\\(20)^2 = 400\end{array}\right\} = \frac{41}{400} = 1/10$$

Si le rapport $\frac{ac}{am}$ est égal par exemple à 2, il se trouve que $P = 59$. Ainsi, dans la double hypothèse ci-dessus, le poids de chaque boule serait égal à cinq fois la résistance que présente la douille. Il n'y a, du reste, aucun inconvénient, on le conçoit à augmenter ce poids dans une certaine limite. Si l'on suppose $n^2 - 1 = \frac{41}{400}$, $n^2 - 1 = \frac{81}{1.600}$ et sensiblement $P = 20\,p$.

Si la vitesse angulaire augmente encore et devienne ω'', les boules se placeront dans une nouvelle position d'équilibre qui se déterminera comme la précédente : soit en effet y' la hauteur correspondant à cette nouvelle vitesse ; on aura $(P + p)\ r = M\omega''^2 ry'$, et $y' = \frac{P + p}{M\omega''^2} = \frac{P + p}{P} \times \frac{g}{\omega''^2}$; la différence entre y' et y indiquera la hauteur à laquelle les boules se sont élevées dans le passage de la vitesse ω a ω'', et l'on en pourra déduire par un tracé la course correspondante de la douille. On aura ainsi les éléments nécessaires pour construire le régulateur et s'imposer la fermeture complète de la valve en cas d'emportement de la machine par suite d'une diminution brusque du travail ou pour cause d'avaries. Quand la figure *am*K*n* est un losange, on voit aisément que le point *m* s'élève verticalement de la moitié du chemin décrit par le sommet K. Il en résulte qu'en désignant

par e la course de la douille quand les boules passent de y à y', on a $e = 2\ (y\text{-}y' \times \frac{am}{ac}$.

THÉORÈME DE PONCELET

Si on décompose un corps animé d'un mouvement de rotation en tranches infiniment minces, l'action de la pesanteur sur chaque tranche est au centre de gravité.

Travail développé par la force centrifuge. (Fig. 324.) — Supposons que la couronne A tourne sur son centre o et dans un plan horizontal avec une vitesse angulaire ω, imaginons qu'une molé-

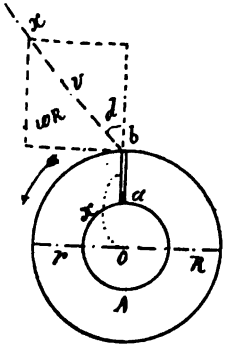


Fig. 324.

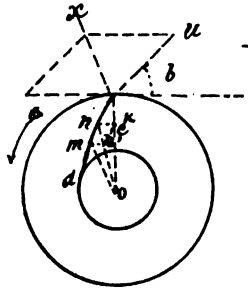


Fig. 325.

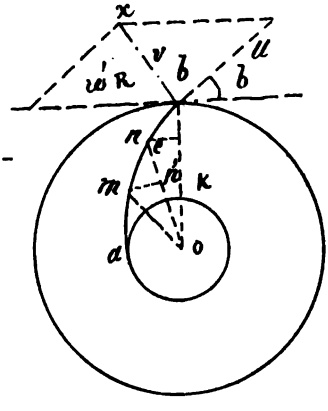


Fig. 326.

cule a de poids p placée en a et entraînée dans le mouvement de rotation puisse glisser sans frottement dans la rainure radiale ab; cette molécule soumise à l'action de la force centrifuge sera poussée dans la rainure, et arrivée en b elle s'échappera suivant une direction bx.

Cela dit, considérons la molécule quand elle parcourt l'élément e, de ab la force centrifuge variable en chaque point de ab, pourra dans ce parcours élémentaire e être considérée comme constante ; elle a pour valeur $f = m\omega^2 \times x$, x étant la distance du centre de l'élément au centre o. Le travail d'inertie correspondant sera $f \times e = m\omega^2 e \times x$; les quantités de travail semblables

seront successivement

$$f_1 = m\omega^2 e' \times x'$$
$$f_2 = m\omega^3 \times e'' \times x'', \text{ etc.}$$

et le travail total $T = \omega m\ (ex + x' \times x' + e'' \times x'')$. Or la parenthèse, somme des moments simples de la droite ab par rapport à un plan perpendiculaire passant au centre o est égal au moment de la droite entière ab; c'est-à-dire à $(R - r) \times \left(\frac{R + r}{2}\right) = \frac{R^2 - r^2}{2}$ donc $T = m\omega \left(\frac{R^2 - r^2}{2}\right)$.

CAS D'UNE RAINURE QUELCONQUE (Fig. 325.)

On obtient la même formule dans le cas d'une rainure quelconque amb. Considérons en effet un élément mn; décrivons l'arc mn' et remarquons que nn' ou e n'est autre que la projection de mn sur l'un ou l'autre des rayons om ou on que nous désignerons par x. Le travail de la force centrifuge dans le passage de m à n aura donc pour valeur infiniment approchée $m\omega^2 \times e \times x$; il en sera de même pour tous les éléments successifs de a en b de sorte que l'expression totale du travail sera $Tr = (ex + e'x' + e''x')\ m\omega^2$ et comme plus haut $Tr = \frac{m\omega^2}{2}\left(R^2 - \bar{r}^2\right)$.

INTENSITÉ DE LA VITESSE DE SORTIE

Pour obtenir la vitesse que possède la molécule matérielle arrivée en b dans le sens du rayon (fig. 324) ou suivant la tangente bi (fig. 325) en désignant cette vitesse par u, nous aurons pour la formule des forces vives, comme les deux travaux sont égaux $\frac{mu^2}{2} = \frac{m\omega^2}{2}\left(R^2 - \bar{r}^2\right)$; d'où $u = \omega^2\ (R^2 - r^2)$ d'où $u = \omega\sqrt{R^2 - r^2}$.

Si l'on veut obtenir la vitesse absolue de la molécule à la sortie de la rainure, nous observerons qu'elle est la résultante entre la vitesse de rotation ωR et u; nous aurons donc : 1° dans la figure 324 $v^2 = m\omega^2 R + u^2 = \omega^2 R^2 + \omega^2\ (R^2 - r^2) = \omega^2 R^2 + \omega^2 R^2 - \omega^2 r = \omega^2\ (2R^2 - r^2)\ \omega \times \sqrt{2R^2 - r^2}$ et 2° dans le cas d'une rainure quelconque (fig. 326) $v^2 = \omega^2 R^2 + u^2 \pm 2\omega R \times u \times \cos b$ d'où $v = \sqrt{\omega^2 R^2 + u^2 \pm 2\omega R \cos b}$. Si dans cette expression la quantité sous la radicale est nulle v est égale à zéro et $u = \omega R$, l'angle $b = o$.

DIRECTION DE LA VITESSE DE SORTIE

Désignant par α l'angle que la vitesse v, fait avec le rayon (fig. 324), nous aurons : tangente $\alpha = \frac{\omega R}{u} = \frac{\omega R}{\omega \sqrt{R^2 - r^2}} = \frac{R}{\sqrt{R^2 - r^2}}$.

POMPE ROTATIVE (Fig. 327.)

Recherche du nombre de tours qu'elle doit donner pour fournir un volume Q d'eau dans l'unité de temps.

La solution de ce problème consiste donc à rechercher le nombre de tours que doit fournir la roue pour donner ce volume.

Les aubes de ces roues appelées turbines sont généralement courbes ; les figures 328, 329, 330 indiquent la forme de ces aubes employées dans la marine, soit comme pompe d'épuisement, soit comme pompe de circulation ; la forme aube de ces courbes a pour but de diminuer les chocs de l'eau aspirée, elles sont plus étroites à la circonférence qu'à leur centre.

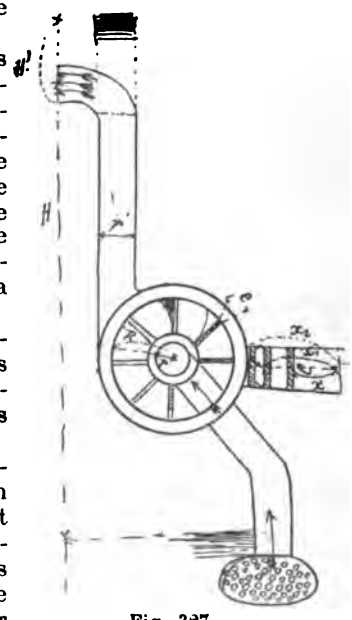


Fig. 327.

Pour établir la théorie, supposons les aubes dirigées selon des rayons et supprimons les frottements de l'eau contre les parois des tuyaux et contre les aubes.

Supposons le tuyau T_2 de refoulement prolongé indéfiniment, on conçoit que l'eau s'y élèverait d'autant plus haut que le nombre de tours de la roue serait plus élevé, et comme il y a un orifice de dégagement O situé à la hauteur H au-dessus du niveau, l'eau s'écoulera donc par o avec une vitesse correspondant à la différence des hauteurs H et H', cette dernière correspondant au nombre de tours n_2 plus grand que celui qui élève l'eau au-dessus de l'orifice o.

Cherchons d'abord le nombre de tours n pour élever l'eau au niveau, puis le nombre n_1 qu'il faut donner pour obtenir le débit Q dans l'unité de temps, et comme une certaine partie du travail n'est pas utilisée, pour obtenir Q, il faut augmenter le nombre n final de tours, cherché et nous aurons $n = 1{,}33\,(n + n_1)$. Pour trouver n, divisons la roue supposée sur un plan horizontal en couronnes excessivement minces e_1 e_2 e_3, etc., et sur chacune d'elles construisons des cylindres annulaires les ayant pour base et pour hauteur l' épaisseur de la roue, soit x_1 x_2 x_3, etc., les rayons moyens, p_1 p_2 p_3, le poids de chacun de ces cylindres.

Les valeurs f_1 f_2 f_3 de la force centrifuge développée sur chacun de ces cylindres sera :

$$f = \frac{p}{g} \times \frac{\pi^2 n^2 \times x}{\overline{30}^2}$$

$$f_1 = \frac{p}{g} \times \frac{\pi^2 n^2{}_1 \times x_1}{\overline{30}^2}$$

$$f_2 = \frac{p}{g} \times \frac{\pi^2 n_2{}^2 \times x_2}{30^2}$$

Remplaçons dans ces formules p par sa valeur $2\pi le \times x$ et en prenant ce volume égal seulement aux 9/10 de cette expression pour tenir compte de l'épaisseur des palettes, d'où alors :

$$f = \frac{0{,}9 \times 1\,000 \times 2\pi le}{9{,}81} \times \frac{\pi^2 n^2 x}{\overline{30}^2} = \frac{n^2 le \times \overline{x}^2}{0{,}158}$$

par analogie :

$$f_1 = \frac{0{,}9 \times 1\,000 \times 2\pi le}{9{,}81} \times \frac{\pi^2 n^2 x}{\overline{30}^2} = \frac{n^2 le^2{}_1 \times x^2{}_1}{0{,}158}$$

$$f_2 = \frac{0{,}9 \times 1\,000 \times 2\pi le}{9{,}81} \times \frac{\pi^2 n^2 x}{\overline{30}^2} = \frac{n^2 le^2{}_2 x^2}{0{,}158}$$

faisant la somme de toutes ces valeurs, il vient :

$$f + f_1 + f_2 = \frac{n^2 l}{0{,}158}\left(ex^2 + e_1 x_1{}^2 + e_2 x^2{}_2\right), \text{ or, } ee_1 e_2$$

représentant les épaisseurs de chaque couronne, sont les éléments de la partie du rayon R $- r$; les éléments $ex^2 - e_1 x^2{}_1 - e_2 x_2{}^2$ ne sont autre que les moments d'inertie de la droite R $- r$ par rapport au centre o, ce moment d'inertie est $\frac{R^3 - r^3}{3}$. Mais la colonne d'eau à laquelle il faut faire équilibre est représentée par

un cylindre de rayon r' et de hauteur H dont la valeur en litres est $\pi r'^2 \times H \times 1\,000$.

d'où : $$\pi r'^2 H \times 1\,000 = f + f_1 + f_2 = n^2 l \frac{(R^3 - r^3)}{3 \times 0{,}158}$$

d'où : $$n = \frac{1\,000\,\pi \times r^2 \times H \times 3 \times 0{,}158}{l \times R^3 - r^3}$$

d'où : $$n = \sqrt{\frac{1\,490\,r'^2\,H}{l\,(R^3 - r^3)}} = 38{,}6\,r' \sqrt{\frac{H}{l\,(R^3 - r'^3)}}.$$

Pour déterminer n_1, il suffit d'observer que la dépense Q d'eau par seconde est égale à la somme des aires que forment les orifices de sortie autour de la turbine multipliée par la vitesse V et par un coefficient m est estimé égal aux 67 p, 100 pour tenir compte du vide.

d'où : $$Q = m \times 0{,}9 \times 2\pi l \times v$$

$$V = \omega \times \sqrt{2\,R^2 - r^2} = \frac{\pi n_1}{30} \times \sqrt{2\,R^2 - r^2}$$

d'où :

$$Q = \frac{0{,}67 \times 0{,}9 \times 2\pi^2}{30} R l n_1 \times \sqrt{2R^2 - r^2} = \frac{R l n_1 \sqrt{2R^2 - r^2}}{2{,}523}$$

d'où : $$n_1 = \frac{2{,}523\,Q}{R l \sqrt{2R^2 - r^2}}$$

En augmentant H dans la formule trouvée pour n de la quantité de la colonne qui correspond au volume Q en supposant que l'eau s'élève dans ce réservoir, c'est-à-dire s'il n'y avait pas d'orifice de dégagement, on aurait, à cause des frottements un nombre de tours N_1 plus grand que $n + n_1$ comme nous l'avons déjà dit, peu différent cependant de celui $N = (n + n.) \times 1{,}33$, de sorte que la formule que nous allons établir d'après cette considération pourra servir pour l'établissement d'une pompe centrifuge. Appelons H' cet accroissement de hauteur ; on aura :

$$Q = \pi' r^2 H' \text{ d'où } H' = \frac{Q}{\pi r'^2}$$

d'où : $$N = \sqrt{\frac{1490\,r'^2}{l\,(R^3 - r^3)} \left(H + \frac{Q}{\pi r'^2}\right)};$$

d'où :

$$N = \sqrt{\frac{1.490\,(\pi r'^2 H + Q)}{\pi l\,(R^3 - r^3)}} = 21{,}78 \sqrt{\frac{\pi r'^2\,(H + Q)}{l\,(R^3 - r^3)}}.$$

Application. — Trouver le nombre de tours par minute que doit

faire une turbine devant élever $0^{m3},262$ par seconde à $6^{m},955$ de hauteur dans un tuyau r' dont le rayon égal $0^{m},04$, le rayon R de la turbine étant de $0^{m},30$ et r le rayon de l'orifice égal $0^{m},18$, $l = 0^{m},045$. On a :

$$1^{\circ} \quad n = 38,6 \times 0,04 \times \sqrt{\frac{6,955}{0,045\,(0,3^3 - 0,18^3)}} = 131,93 \text{ tours.}$$

$$2^{\circ} \quad n_1 = \frac{2,523 \times 0,262}{0,045\,(0,3 - 0,18^3)} = 127,51 \text{ tours.}$$

$$3^{\circ} \quad N = 1,33\,(131,93 + 127,51) = 345,92 \text{ tours.}$$

$$N_1 = 21.78 \sqrt{\frac{3,14 \times 0,\overline{04}^2 \times 6,955 + 0^{m3},262}{0,045\,(0,3^3 - 0,18^3)}} = 384 \text{ tours.}$$

en multipliant ce résultat par 0,9, on obtient 345,6 tours, résultat sensiblement le même que celui de N = 345,92 tours.

Le travail relatif à fournir est donc :

$$1\,000 \times Q \times H = 1\,000 \times 0^{m3},262 \times 6,955 =$$

$$1\,812 \text{ kgm.} = \frac{1\,812}{75} = 24 \text{ chevaux.}$$

$$H = 6,955.$$

$$H' + H = 9,137$$

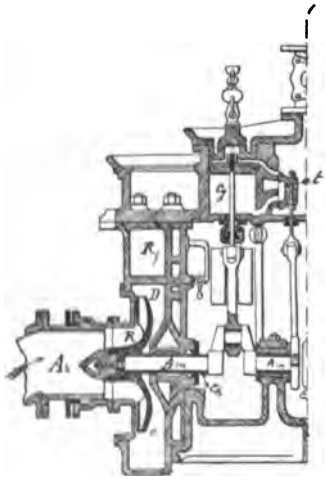


Fig. 328.

POMPE SYSTÈME DUMONT

Les pompes du système Dumont employées dans la marine sont représentées par les figures 328-329; elles fonctionnent, soit comme pompe de circulation d'eau pour les condenseurs à surface soit comme pompe d'épuisement, dans ce cas leur tuyau d'aspiration est muni d'un clapet (vue 3) à sa partie inférieure afin d'en permettre l'amorçage en remplissant leur tuyau d'eau, un robinet de purge en permet la vidange quand les pompes sont au repos.

Ces pompes comprennent : 1° leur moteur qui peut être un Brotherhood, ou un moteur vertical à un ou deux cylindres; 2° de la pompe proprement dite : le moteur Brotherhood actionne généralement les pompes à l'usage de l'épuisement, comme leur tuyau d'as-

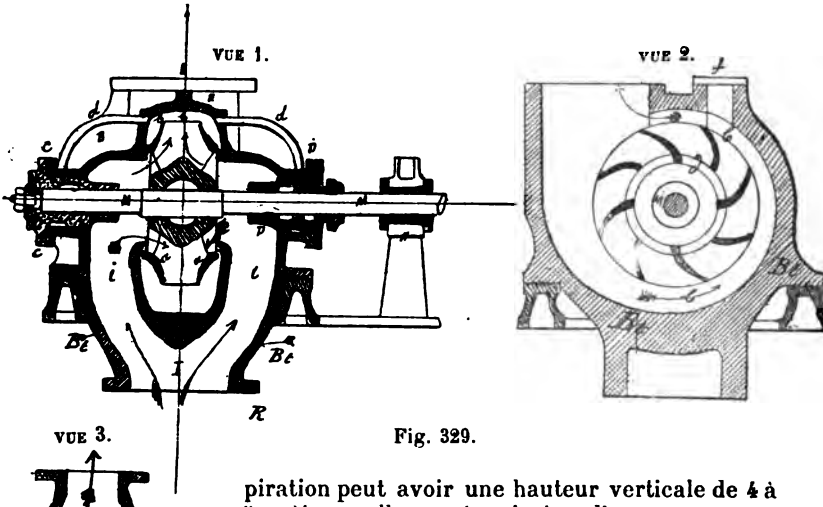


Fig. 329.

piration peut avoir une hauteur verticale de 4 à 5 mètres, elles sont animées d'un mouvement rapide, 340 tours de condition de vitesse parfaitement remplie par le moteur en question qui est peu encombrant. Le clapet de retenue étant à charnière, il faut avoir soin de le visiter assez souvent; une vis, placée sur la boîte de son emplacement sert à expulser l'air ou à faire la vidange du tuyau dans le cas où il n'y aurait pas de robinet.

La turbine est composée d'un certain nombre d'aubes courbes

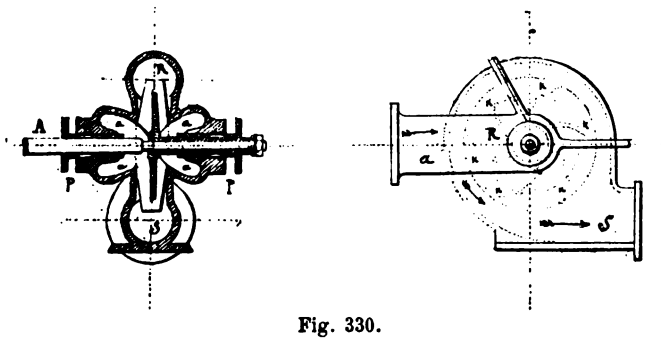


Fig. 330.

en forme d'hélice, d'une section plus petite au fur et à mesure qu'elles s'éloignent du centre. Les ailes font partie d'un

moyeu venu de fonte avec elles, il est claveté sur un arbre A_m en fer ou en acier recouvert d'une chemise en bronze fondue sur cet arbre ou parfaitement ajustée autour de façon à former un joint étanche avec cet arbre si l'on veut éviter une oxydation des plus rapides de ce dernier; l'enveloppe ou boîte dans laquelle est logée la turbine doit être en bronze; dans un but sans doute économique pour le fournisseur, plusieurs de ces boîtes étaient en fonte l'oxydation d'un côté, et les stries déterminées par le courant de l'eau dans l'intérieur amenaient promptement leur mise hors de service, il est donc préférable de les avoir en bronze. Comme on

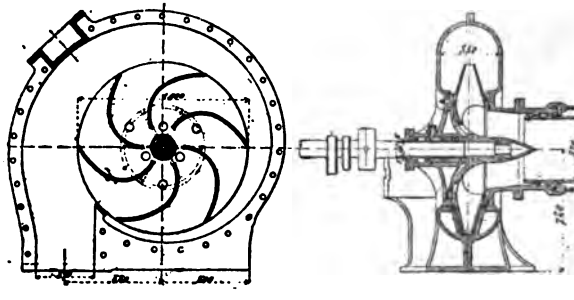


Fig. 331.

le voit sur la figure la turbine n'est pas concentrique avec le logement de son enveloppe, le canal de passage est rétréci au fur et à mesure qu'il s'approche du centre au tuyau d'échappement; cette courbe à une forme de développante. Les figures 328, 329, 330, représentent les types employés dans la marine soit comme pompe de circulation, soit comme pompe d'épuisement. Dans la figure, pour éviter les échauffements dans la boîte du presse-étoupe de l'arbre qui est rapportée, on a pratiqué une cannelure circulaire dans laquelle l'eau amenée par les tuyaux *ee*, forment des presse-étoupes PP.

Dans la figure 329 l'eau arrive par I, puis par les aubes D qui ont une courbure hélicoïdale, elle est refoulée en E. Cette pompe est actionnée sur les avisos par un simple moteur vertical.

Dans la figure 330 on représente encore une disposition. L'eau arrive par le tuyau *a*, remplit la partie centrale de la boîte en *a a a a* et prise par les aubes KK, elle est refoulée par le tuyau S.

Ces différentes figures représentent les dispositions des turbines généralement employées dans la marine. Quand elles sont employées comme pompe de circulation, comme l'eau d'arrivée est en charge, il n'y a pas besoin de les amorcer; mais, lorsqu'on les emploie comme pompe de cales, il faut les amorcer en remplissant

le tuyau d'aspiration par le trou du tampon *f*, (fig. 329), très souvent il y a un robinet sur la boîte à clapet de retenue que l'on ouvre pour purger le tuyau quand il y a de l'eau dans la cale; on vide le tuyau par ce robinet.

POMPES ALIMENTAIRES

D. — Qu'appelle-t-on pompes alimentaires?

R. — On appelle pompes alimentaires les pompes à simple ou à double effet qui ont pour but de remplacer d'une manière continue dans les chaudières, pour maintenir un niveau constant, sans à-coup, l'eau qui a été vaporisée, extraite, ou perdue. Le refoulement de la pompe doit être régulier si l'on veut avoir une pression constante et le niveau ne varier que dans des limites très restreintes si l'on veut éviter les entraînements d'eau.

D. — De quoi se compose une pompe alimentaire?

R. — Une pompe alimentaire se compose :

1° Du corps de pompe cylindrique qui est généralement en bronze;

2° De la boîte dite à clapets qui peut être en dehors de la pompe;

3° Du piston de la pompe qui est généralement système plongeur et en bronze;

4° D'un réservoir d'air situé au-dessus des clapets de refoulement afin d'empêcher les chocs, et d'établir un courant continu au refoulement;

5° Des trois clapets dits : 1° d'aspiration; 2° de refoulement; 3° de trop-plein. Ce dernier est appuyé sur son siège par un ressort et sert à renvoyer au réservoir d'aspiration, l'excédent de l'eau aspirée par la pompe et qui n'est pas nécessaire aux chaudières;

6° Des tuyaux et robinets d'aspiration et de refoulement ;

7° D'un manomètre placé sur le réservoir de refoulement de la pompe, ce manomètre indiquant si elle fonctionne d'abord, puis à quelle pression. Les variations ou déplacements de l'aiguille sont les indices de son fonctionnement et des conditions de pression. Comme nous l'avons déjà vu dans les nouvelles machines, les pompes alimentaires sont indépendantes et conduites par des moteurs spéciaux. Les différents systèmes de pompes employées dans la marine et conduites par la machine présentent des dispositions différentes, variant avec le constructeur et la machine. Elles sont au nombre de deux par machine et une seule doit suffire à l'alimentation de toutes les chaudières; leurs dimensions sont donc faciles à déterminer, connaissant la dépense de vapeur

des machines et les quantités d'eau qui ont été perdues ou extraites.

(Fig. 332.) La pompe Mazeline est à simple effet, à piston plongeur. Elle se compose du corps de pompe C*y*, du piston plongeur P, creux fermé par un bouchon en bronze, du clapet C*a* d'as-

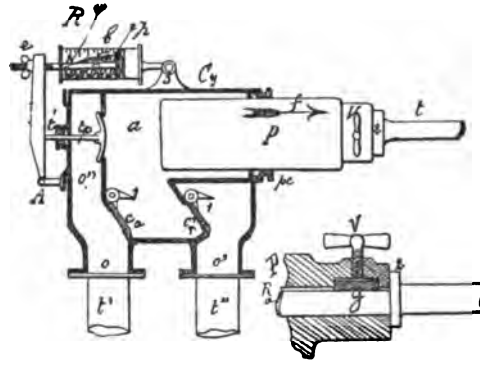


Fig. 332. — Vue 1.

piration, C*r* de refoulement et C*p* de trop-plein ; les clapets C*a*, C*r* sont en bronze et inclinés, ils oscillent autour d'un nœud de charnière venu de fonte avec le corps de la pompe, leur levée est

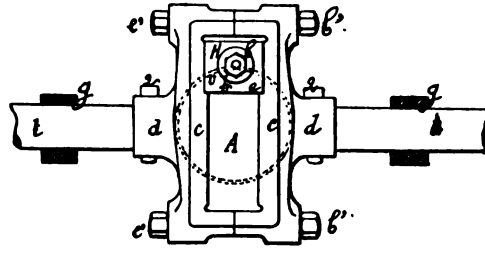


Fig. 332. — Vue 2.

limitée par des butoirs venus de fonte avec la charnière; l'axe autour duquel ils oscillent ne peut pas sortir, il est appuyé par la porte qui ferme l'ensemble de la pompe. Le clapet de trop-plein T*p* est également en bronze et bombé, il est appliqué sur un siège et un levier L par un ressort à boudin R logé dans une boîte cylindrique *b* dont le fond porte une tige à œil articulée en *o*; dans cette boîte cylindrique est logé un petit piston *p* appuyant sur le

ressort R, la tige T de ce piston est taraudée sur ce piston par une de ses extrémités, et par l'autre, elle traverse l'œil d'un levier L articulé en A et appuyant sur la tige *t'* du clapet du trop-plein *tp*; un curseur fixé sur le piston *p* et glissant dans une rainure longitudinale graduée pratiquée selon une génératrice du cylindre *b*; ce curseur commandé par le piston *p* et par le levier L appuyant sur le clapet de trop plein indique la pression existant au refoulement augmente d'une demie atmosphère. Cette pression, en excédant de celle de régime des chaudières ne doit pas dépasser comme nous venons de le dire une 1/2 ou 3/4 d'atmosphère la pression effective des chaudières; cet excédant de pression doit servir à produire le refoulement, ce qui est indiqué par le battement du clapet du régulateur alimentaire, et par la continue du niveau dans les chaudières et dans les bâches si le condenseur est par surface. On règle la bande du ressort à boudin R par le vissage de l'écrou *e* sur la tige du piston *p* et sur la face du levier L. Les pompes sont conduites par les tiges *tt* clavetées par l'une de leurs extrémités au cadre CC, composé de deux parties assemblées par les boulons *bb'* et les écrous *ee* qui sont goupillés. Ce cadre reçoit son mouvement d'un coulisseau H en bronze, coulissant dans le cadre CC, et monté sur un bouton B faisant fonction de manivelle; ce bouton est fixé sur la roue inférieure de mise en train à l'aide d'un écrou, ou selon la course de la pompe, ce bouton peut être taraudé sur le bout de l'arbre moteur avec ergot pour empêcher son dévissage. Une rondelle *r* fixée faisant vis *v* taraudée sur le bout du bouton empêche le coulisseau de sortir de son cadre. Les autres extrémités des tiges *tt* du côté des pistons P portent des embases qui appuient sur le faces extérieures du piston P; ces tiges ont un prolongement cylindrique qui pénètre dans chaque piston P, sur ce prolongement est pratiquée une rainure rectangulaire longitudinale R*a*, une vis V taraudée sur le bout du piston appuie sur un ergot *g* logé dans la rainure longitudinale et par pression de cette vis rend la tige solidaire du piston et elle l'entraîne dans son mouvement; il est à remarquer que c'est pendant l'aspiration que s'exerce la traction de la tige sur le piston pour l'entraîner et que cet effort est peu considérable et que la pression de la vis V est suffisante; le refoulement du piston se fait à l'aide de l'embase 2. On peut donc supprimer les pompes en desserrant la vis V; les tiges, glissent alors librement dans les pistons; mais il faut fermer les robinets d'aspiration et de refoulement placés sur chaque tuyau d'aspiration et de refoulement; sans cette précaution, les pistons continueraient à marcher sous la poussée de la colonne d'eau de la bâche.

Les pompes aspirent sur le même tuyau d'aspiration par *t'*, mais il y a un robinet interrupteur; elles refoulent chacune par un

tuyau spécial *tr''*; mais se réunissant en un seul sur lequel sont greffés les tuyaux particuliers d'alimentation à chaque chaudière. Un robinet placé sur chaque tuyau *tr''* isole à un moment donné les deux refoulements; vue 2, deux guides *gg* empêchent les vibrations des tiges.

FONCTIONNEMENT DE LA POMPE

Supposons le piston marchant dans le sens de la flèche, faisant le vide, le clapet C*a* d'aspiration va s'ouvrir et l'eau affluera dans le corps de la pompe; ce corps de pompe étant rempli, le piston revenant sur ses pas, le clapet C*a* d'aspiration se fermera et celui C*r* de refoulement et C*p* de trop-plein s'ouvriront; l'eau nécessaire à la chaudière réglée par le régulateur d'alimentation placée sur la chaudière, passera par le clapet C*r* et l'excédant soulagera le clapet C*p* de trop-plein et retournera à l'aspiration. Il est à remarquer que les pompes étant conduites par un cadre, il n'y a pas d'obliquité de bielles, par conséquent les chemins parcourus par la pompe sont les mêmes pendant un tour complet, le débit est donc constant pendant la course.

AUTRE DISPOSITION MAZELINE

Cette nouvelle disposition constitue une pompe à double effet, le piston P est un piston plongeur; il y a deux clapets d'aspiration

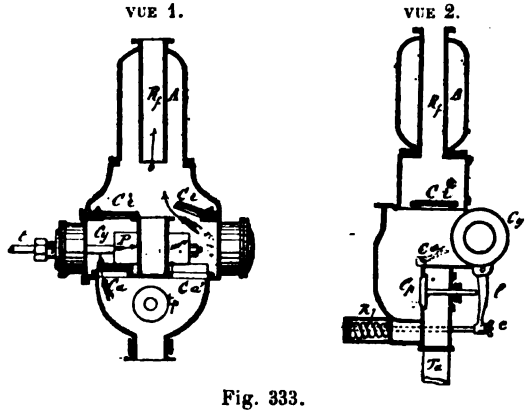


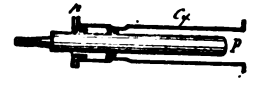
Fig. 333.

C*a* C'*a* placés aux extrémités de la boîte à clapets et deux clapets de refoulement C*r* et C*r'*. Ces clapets sont à charnières, circulaires et en bronze; le clapet de trop-plein C*p* est appuyé sur son siège

de la même manière que dans la première disposition. Un réservoir d'air A qui n'existe pas dans la première disposition contribue pour beaucoup à diminuer les chocs que font entendre les clapets dans le premier système. Les pistons des deux pompes sont entraînés de la même façon que dans la première disposition.

Quand le piston suit la direction de la flèche, les clapets C*a* d'opération et C*r* de refoulement sont ouverts; le piston aspirant par une de ses faces et refoulant par l'autre; dans le mouvement contraire les clapets C'*a* et C'*r* sont ouverts et C*a* et C*r* fermés.

Ces pompes à double effet ont l'avantage sur les pompes à simple effet de pouvoir être réduites de volume puisqu'elles produisent un effet double sous le même volume.



DISPOSITION DES FORGES ET CHANTIERS DE LA MÉDITERRANÉE

La pompe alimentaire proprement dite est indépendante de la boîte à clapets ou alimentaire BC.

Elle est à simple effet et à piston plongeur P en bronze; le corps C*y* de la pompe est venu de fonte avec le corps du condenseur, le piston P est entraîné par la crosse de la tige supérieure du piston de chaque machine extrême; il y a deux pompes par machine refoulant dans le même tuyau aux chaudières; un robinet R interrupteur est placé sur ce tuyau; un presse-étoupe *p* assure l'étanchéité du piston.

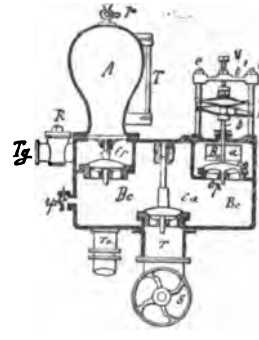


Fig. 334.

La boîte à clapets B*c* se compose de la tubulure T munie de la soupape S en communication avec la bâche. Cette soupape permet de régler la quantité d'eau à fournir à chaque pompe et d'isoler la boîte B*c* en cas d'avaries des clapets; le tuyau T*a* met la boîte en communication avec le cylindre C*y* de la pompe et le tuyau T*g* muni du robinet R sert de refoulement aux chaudières; le clapet C*a* est celui d'aspiration, C*r* celui de refoulement et C*p* celui de trop-plein qui permet à l'eau en excès fournie par la pompe de retourner à la bâche par l'orifice B*a* situé au-dessus du clapet C*p*.

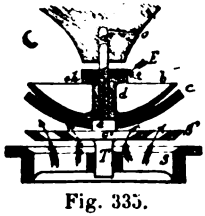


Fig. 335.

Le clapet C*p* est maintenu sur son siège à l'aide de ressorts *rr* à

lames appuyant sur la tige *t* du clapet C*p* par la traverse *t'* et la vis V.

Le clapet de refoulement C*r* est surmonté d'un récipient A muni d'un niveau T indiquant le fonctionnement de la pompe par les oscillations du niveau de l'eau dans T; ce récipient régularise le fonctionnement de la pompe et diminue les chocs des clapets par la puissance de l'air qu'il renferme un robinet T*h* sert à expulser l'air de B*e* au moment de la mise en marche. Un robinet *r* sert à purger A.

(Fig. 335.) Sur le *Tourville* et le *Seignelay*, on avait adopté la disposition de la figure 335 dans le but de diminuer la levée des clapets; on avait ajouté une couronne *c'* à grillage s'ajustant sur le siège S; le clapet en caoutchouc *c* était monté sur la tige T et s'infléchissant sur un butoir *b* dont la douille *d* était vissée sur le prolongement de T; une rondelle *r* en caoutchouc était emprisonnée entre la douille et une rondelle E, cette rondelle amortissait les chocs, la tige T et son prolongement étaient guidés par leur emboîtage dans le couvercle, un orifice *o* laissait échapper l'eau pour faciliter la levée.

(Fig. 336.) Pompe d'Indret à simple effet, piston plongeur. Cette disposition a été employée par l'usine d'Indret sur plusieurs des

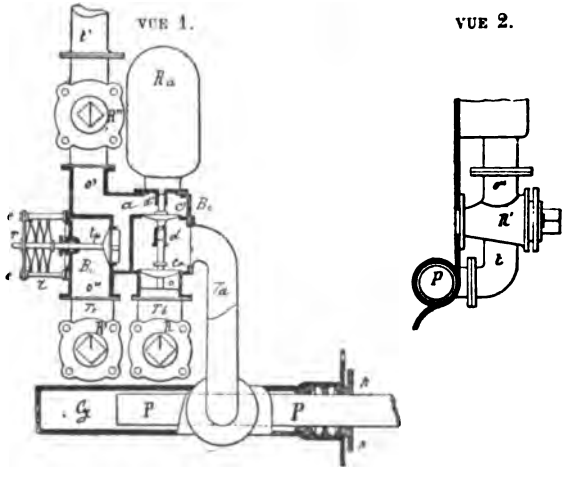


Fig. 336. — Vues 1 et 2.

machines à trois cylindres; comme dans le système précédent, la pompe est conduite par la crosse d'une tige supérieure du piston et est indépendante de la boîte à clapets; elle est reliée au corps de la pompe par le tuyau T*a* et est fixée contre la face extérieure

de chaque bâche. Le piston P est un piston plongeur en bronze, le corps C*y* de la pompe est venu de fonte avec le condenseur, l'étanchéité est obtenue par un presse-étoupe *p* garni de tresses en coton. La boîte B*c* se compose de trois clapets C*a* pour l'aspiration *c'* pour le refoulement aux chaudières et *tp* de trop-plein pour le retour à la bâche de l'eau en excédant pour les chaudières; comme il est indiqué par la figure 336, les clapets C*a* et *c'* sont guidés dans leur course par les douilles *d* et *d'*.

Le clapet *tp* de trop-plein est appliqué sur son siège par des ressorts *r* à lames dont la tension est réglée par la traverse T et les écrous *ee*. Cette tension est de 1/2 à 3/4 d'atmosphère supérieure à la pression qui existe dans les chaudières, afin de tenir compte de la résistance de l'eau dans les tuyaux et d'être certain que les pompes refoulent; mais il est prudent de ne pas dépasser cet excédent de pression pour ne pas fatiguer inutilement les pompes et leur tuyautage. Au-dessus du clapet *c'* de refoulement est placé un réservoir R*a* renfermant de l'air à sa partie supérieure faisant matelas élastique, empêchant les chocs, et régularisant le fonctionnement de la pompe. L'eau arrive de la bâche par le tuyau T*b* et le robinet R dont la demie encoche, placée dans la direction du tuyau, indique que le robinet R est ouvert, elle arrive dans le corps de pompe par le tuyau T*a* en soulageant le clapet C*o* par l'effet du vide produit par le fonctionnement du piston P, puis refoulée aux chaudières par le robinet R'' en soulageant le clapet *c'*, l'encoche de R'' placée verticalement dans le sens de l'axe du tuyau indique l'ouverture de ce robinet. S'il y a excédent d'eau fournie par la pompe aux régulateurs des chaudières, cet excédent d'eau agit sur le clapet *tp* de trop-plein et revient à la bâche par le tuyau T*t* et le robinet R' dont la demi-encoche placée verticalement indique également son ouverture.

Le fonctionnement de cette pompe qui, une fois décrit, servira d'explication au fonctionnement de tous les autres systèmes.

Admettons que le piston marche de gauche à droite, il fait un vide relatif dans le cylindre *cy*, puisqu'il augmente le volume libre, l'eau arrivant de la bâche par le robinet R soulage C*a*, puis arrive par le tuyau T*a* remplit l'espace vide du cylindre laissé par le piston P; le piston ayant achevé sa course de gauche à droite et revenant sur ses pas refoule l'eau aspirée par le même tuyau T*a*, ferme le clapet *ca* soulage le clapet de refoulement *c'* passe par le conduit *o'* et le robinet R'' et le tuyau *t'* pour aller aux chaudières. Si toute l'eau aspirée ne peut être introduite aux chaudières, l'excédent soulage en même temps le clapet de trop-plein *tp* et redescend dans la bâche par *o''* et par le tuyau T*t* et le robinet R'. Les robinets R et R' interceptent la communication de la bâche avec la pompe en cas d'avaries de celle-ci et R'' par sa fermeture celle des chaudières.

[illegible] passé par [illegible] passage du [illegible] mètre est placé [illegible] qui existe au [illegible] par les oscillations [illegible] pompe. Le manomètre ne doit [illegible] de l'atmosphère à celle des [illegible] le réservoir A, et malgré [illegible] il faut toujours [illegible] que les régulateurs alimentaires

AUTRES DISPOSITIONS EMPLOYÉES PAR LA MÊME USINE SUR LES CUIRASSÉS (fig. 337 et 337 *bis*).

La pompe est toujours indépendante de la boîte à clapets; elle est également à simple effet et à piston plongeur. La pompe est conduite par la crosse d'une tige de piston à vapeur.

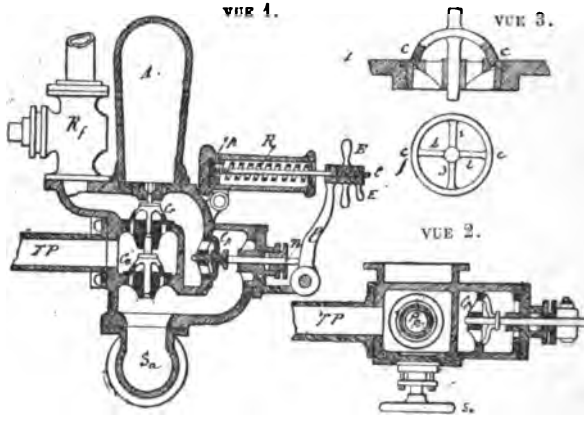


Fig. 337. — Vues 1, 2 et 3.

La communication de la pompe avec la boîte à clapets se fait par le tuyau TP, et la tubulure de la soupape régulatrice S*a* en communication avec la bâche. Les clapets *ca* d'aspiration et Cr de refoulement sont annulaires et disposés comme l'indique la figure 337, vues 1 et 2, le clapet de trop-plein C*p* est circulaire et appuyé sur son siège par le ressort R dont la tension est réglée par l'écrou E; un écrou à poignée E′ sert de frein au premier et par le levier *l* appuyant sur la contre-tige T du clapet de trop-plein; un réservoir A placé au-dessus du clapet de refoulement régularise le fonctionnement de la pompe; un robinet R*f* placé sur le conduit de refoulement aux chaudières isole ces dernières de la pompe en cas d'avarie, S*a* l'isole de la bâche, et règle en même temps la quantité convenable d'eau a aspirer.

DISPOSITION EMPLOYÉE SUR LES TRANSPORTS, TYPE « BIEN-HOA » (fig. 338).

Cette pompe est à double effet, conduite par un bouton ou par un excentrique calé sur l'extrémité avant de l'arbre moteur. Elle est à un piston plongeur P fixé sur sa tige à l'aide d'un écrou borgne.

Les clapets C*a* d'aspiration et C*r* de refoulement sont annulaires et ont leur course limitée par des rondelles *rr* en caoutchouc placées sur les contre-tiges, leur levée est d'environ 6 millimètres, le clapet de trop-plein C*p* est circulaire, il est appliqué sur son

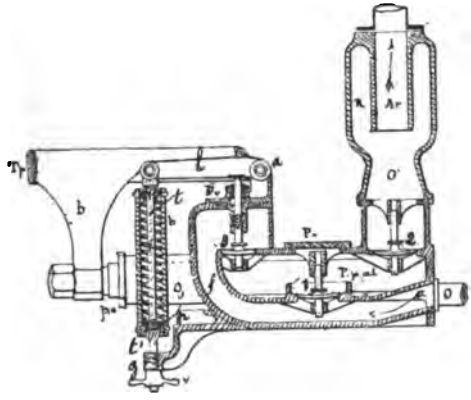


Fig. 338.

T*p*, tige du piston.
b, crosse venue de forge avec la tige T*t* et conduisant le piston de la pompe alimentaire.
O,, corps de la pompe alimentaire en bronze.
O, tuyau d'aspiration de la pompe alimentaire à la bâche.
1, clapet d'aspiration.
2, clapet de refoulement.
3, clapet de trop plein.
O', sortie de l'eau refoulée.
R, réservoir d'air du tuyau de refoulement.
A*p*, appendice du tuyau de refoulement aux chaudières, avec réservoir à air. Le clapet de trop-plein est maintenu sur son siège par un levier *l* oscillant en *d* et dont l'autre extrémité est articulée à une tige *t*; sur cette tige est enfilé un ressort à boudin *r* renfermé dans une boîte cylindrique *b* prolongée par une tige *t'*, traversant un guide *g* venu de fonte avec la pompe; sur cette tige est vissé un écrou à pignon V qui comprime le ressort *r* de la boîte *b* et à l'aide du levier *l* appuyé plus ou moins sur le clapet 3 de trop plein.

siège par un ressort à boudin logé sous la boîte *b* et pressé par la vis V ; l'eau arrive de la bâche par l'orifice A*r* et est refoulée aux chaudières par la soupape V. Un réservoir A sert à régulariser le débit de la pompe. Le corps de la pompe au passage du piston P porte une chemise en bronze C*h*. Un manomètre est placé sur le réservoir A afin de s'assurer de la pression qui existe au refoulement et en même temps de constater par les oscillations de l'aiguille le fonctionnement de la pompe. Le manomètre ne doit pas indiquer une pression supérieure de 1 atmosphère à celle des chaudières. Des nervures consolident le réservoir A, et malgré cette consolidation un de ces réservoirs a été fêlé. Il faut toujours au moment de la mise en marche que les régulateurs alimentaires des chaudières soient ouverts, car au début de la marche, l'eau est abondante dans les bâches et le fonctionnement des pompes

très puissant; faute de la précaution indiquée il se produit une pression anormale dans le récipient A.

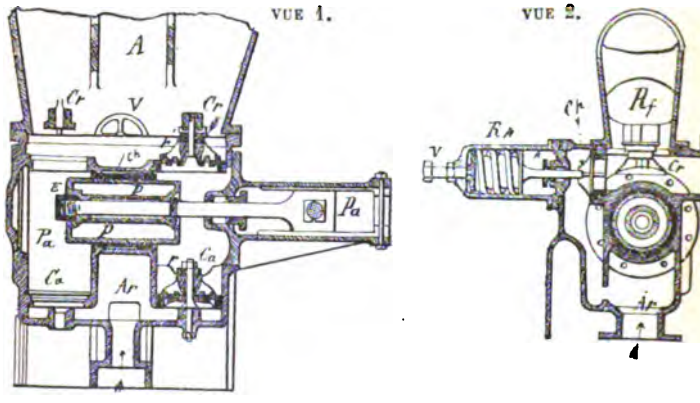


Fig. 338. — Vues 1 et 2.

POMPES DU CREUSOT

Première disposition. — Cette pompe est à simple effet et à piston plongeur, placée sur l'avant de la machine, conduite par un bouton de manivelle placé à l'extrémité avant de l'arbre moteur. La disposition est représentée par la figure 339; l'eau arrive par l'orifice *o* dans le canal B, par le mouvement du piston P elle soulage le clapet d'aspiration C pénètre dans le corps de pompe C*y*; par le mouvement descendant du piston l'eau est refoulée dans le conduit *a*, elle soulage le clapet de refoulement C' et de là se rend aux chaudières par l'orifice *o'*, l'excédant fourni par la pompe passe par le tuyau *t* et soulage le clapet *tp* de trop plein et retourne à la bâche par le tuyau *t'* communiquant avec la bâche; le clapet *tp* est appuyé sur son siège par le contrepoids C*p* oscillant en *d*. La levée du clapet d'aspiration est réglée par une vis *v* appuyant à volonté sur la contre-tige de C'. R*a* réservoir régulateur.

Deuxième disposition (fig. 340). — Employée sur les cuirassés. La pompe est également à simple effet et à piston plongeur P conduit par la traverse qui communique le mouvement à la pompe à air à l'aide de menottes et du balancier B*a* l'eau arrive dans la boîte à clapets par le tuyau T*o*, soulage le clapet d'aspiration C*a*, par le mouvement ascendant du piston, puis soulage le clapet C*r* par la descente du piston et se rend aux chaudières par le tuyau R*f*; l'excédant se rend par le tuyau T*p* au clapet de trop-plein

renfermé dans la boîte B; ce clapet est appuyé sur son siège par des ressorts à lames, et de là dans le tuyau de décharge acci-

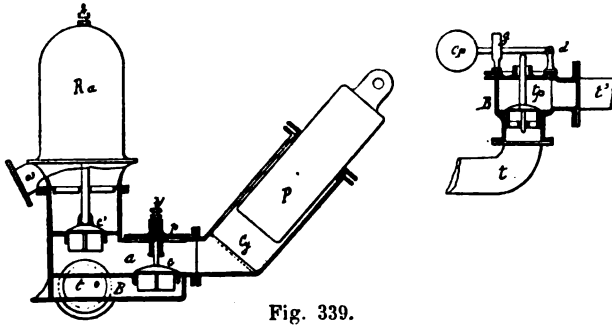


Fig. 339.

dentelle en communication directe avec la bâche; une soupape placée au-dessus de ce tuyau l'isole de la mer.

DISPOSITION DU SYSTÈME FARCOT (fig. 341).

Employé sur les petites canonnières. Le cylindre de la pompe est légèrement incliné, son piston est un piston plongeur

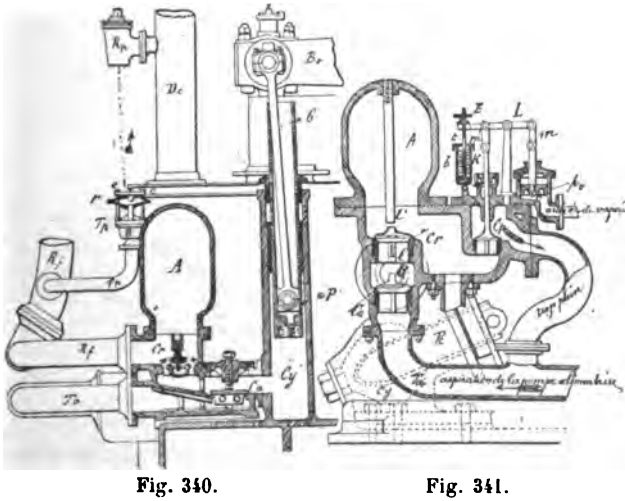


Fig. 340. Fig. 341.

conduit par une manivelle *a* placée à l'extrémité de l'arbre moteur; l'eau arrive à la pompe par le tuyau T*a*, soulage le clapet C*a* d'as-

piration qui est guidé sur son siège par des ailettes ou croisillons est circulaire; par le mouvement du piston l'eau est refoulée du cylindre et soulage le clapet Cr de refoulement également circulaire et à croisillon, une tige *t'* fixée dans le réservoir régulateur A limite sa course; l'excédant de l'eau s'il y a lieu soulage le clapet C*p* de trop-plein et retourne dans le tuyau d'aspiration. Ce clapet de trop-plein, dans le but de ne pas avoir des ressorts trop puissants est déjà appliqué sur son siège, en grande partie, par le piston à vapeur *pv*, le levier L et les menottes *mm*.

L'application est complétée par le ressort à boudin K renfermé dans la boîte cylindrique *b*; la tension de ce ressort est obtenue par le vissage de l'écrou E faisant remonter une tige *t* terminée à sa partie inférieure par un disque sur lequel appuie la base du ressort. Un curseur indique sur le pourtour de la boîte *b* la pression du clapet de trop-plein. La surface du piston à vapeur *pv* est calculée en raison de celle du piston de la pompe alimentaire et de la pression qu'il supporte.

DISPOSITION CLAPARÈDE (fig. 342).

Cette pompe conduite par un bouton de manivelle fixé sur l'extrémité de l'arbre moteur est également à simple effet et à piston plongeur.

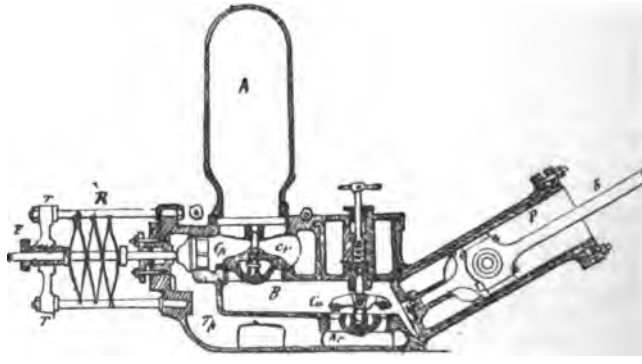


Fig. 342.

Elle est inclinée; son piston P est un piston plongeur entraîné par une bielle *b* ayant son articulation de pied sur un tourillon fixé à l'intérieur du piston. L'eau arrive par l'orifice A*r* soulage le clapet C*a* d'aspiration qui est annulaire; remplissant le corps de la pompe C*y*, elle est refoulée par la descente du piston dans

la boîte à clapets B, puis soulage le clapet Cr et va aux chaudières par un tuyau spécial fixé sur la boîte B, au-dessus du clapet de refoulement Cr; l'excédant de l'eau aux chaudières soulage le clapet Cp et revient au tuyau d'aspiration A et par conséquent à la bâche par le tuyau Tp. Le clapet de trop-plein est appuyé sur son siège par des ressorts R à lames dont la tension est réglée par un écrou à douille E taraudé dans la traverse T; un récipient A régularise le fonctionnement de la pompe.

Deuxième disposition. — Cette nouvelle disposition est représentée par la figure 343. Elle est à double effet, elle se compose d'un cylindre Cy et d'un piston P à garnitures multiples; les clapets d'aspiration et de refoulement sont annulaires, les sièges des clapets d'aspiration sont prolongés par des tubulures *tt* plongeant dans des compartiments BB enveloppés par l'eau d'aspiration qui est réglée par le robinet Ra communiquant avec la bâche ; les clapets de refoulement Cr sont guidés sur leurs sièges par les contre-tiges, l'eau est refoulée dans les tuyaux R''_2 ou R'_2 selon la destination que l'on veut lui donner.

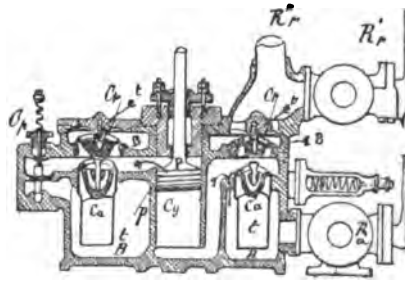


Fig. 343.

L'excédant retourne aux bâches en soulageant les clapets d trop-plein Cp équilibrés par des ressorts à boudin Cr pressés par une vis V.

POMPES ALIMENTAIRES MUES PAR DES PETITES MACHINES A VAPEUR SPÉCIALES (fig. 344).

Parmi les pompes conduites par des moteurs spéciaux et employés dans la marine, nous distinguerons :

1° Le petit cheval réglementaire encore en usage.

Cette pompe se compose donc du moteur à vapeur et de la pompe. On emploie cette pompe lorsque les machines sont stoppées ou, par suite d'avaries dans les pompes ordinaires; elle sert aussi à compléter le plein des chaudières lorsque le niveau normal de celles-ci est au-dessus de la flottaison, à envoyer de l'eau dans le réfrigérant, et pour tout autre service extérieur à la machine.

On l'emploie aussi comme pompe de cale; mais après ce dernier usage, il faut le faire fonctionner sur le pont pour lever ses tuyaux avant d'alimenter aux chaudières.

Légende du moteur à vapeur :

C*y*, cylindre à vapeur vertical reposant sur les bâtis *bb* venus de fonte avec le couvercle C ;

C, couvercle du cylindre ;

f, fond du cylindre ;

g, grosseur du cylindre ;

P, piston à vapeur avec garniture métallique ou sous-garniture, dans ce dernier cas ce sont des gorges annulaires tracées sur le contour du piston qui remplacent les garnitures ;

tp, tige du piston fixée à ce dernier par un écrou à chapeau noyé en partie dans l'épaisseur du piston avec frein et à une traverse *d* formant une des parties du cadre d'entraînement du piston de la pompe alimentaire ;

B, boîte à tiroir ;

t, tiroir à coquille pressé sur la glace du cylindre par un ressort qui s'appuie sur la porte de visite *pt* de la boîte B ;

R, robinet d'arrivée de vapeur dans la boîte à tiroir ;

E, tuyau d'échappement débouchant ordinairement dans la cheminée où dans le tuyau d'échappement des soupapes de sûreté ; ce dernier mode entretient de l'eau au-dessus des soupapes de sûreté et doit être évité ;

A, arbre vilbrequin reposant sur des coussinets logés dans les bâtis *bb* ; ces coussinets sont rapportés par les vis *vv*. Ce vilebrequin est embrassé par un coulisseau glissant dans la glissière formée d'une part par la traverse *d* clavetée sur la tige du piston et par la traverse *h* venue de fonte avec le piston de la pompe ;

e, excentrique du tiroir ;

V, volant monté sur l'arbre A, servant à la mise en marche, et régularisant le mouvement de la machine. A l'extrémité de l'arbre A est montée à volonté une manivelle servant à la manœuvre à bras ;

P′, piston en bronze venu de fonte avec la traverse *h*.

Les deux traverses *d* et *h* sont réunies par des douilles à leurs extrémités et des boulons, et comme nous l'avons déjà dit, la réunion de ces deux traverses forme le cadre dans lequel se meut le coussinet embrassant le vilebrequin de l'arbre A ;

K, corps de la pompe ;

b′ bâtis du corps de la pompe fixés au bâtiment et supportant les bâtis *bb* ;

1° Clapet d'aspiration ;

2° Clapet de refoulement ;

3° Clapet de trop plein ;

R_1 Robinet d'aspiration creux, à deux fins, servant à mettre en communication la pompe, soit avec la mer, par le tuyau *am* ou avec le tuyau *ac* à la cale pour l'aspiration ;

R_2 Robinet de refoulement également à deux fins, permettant

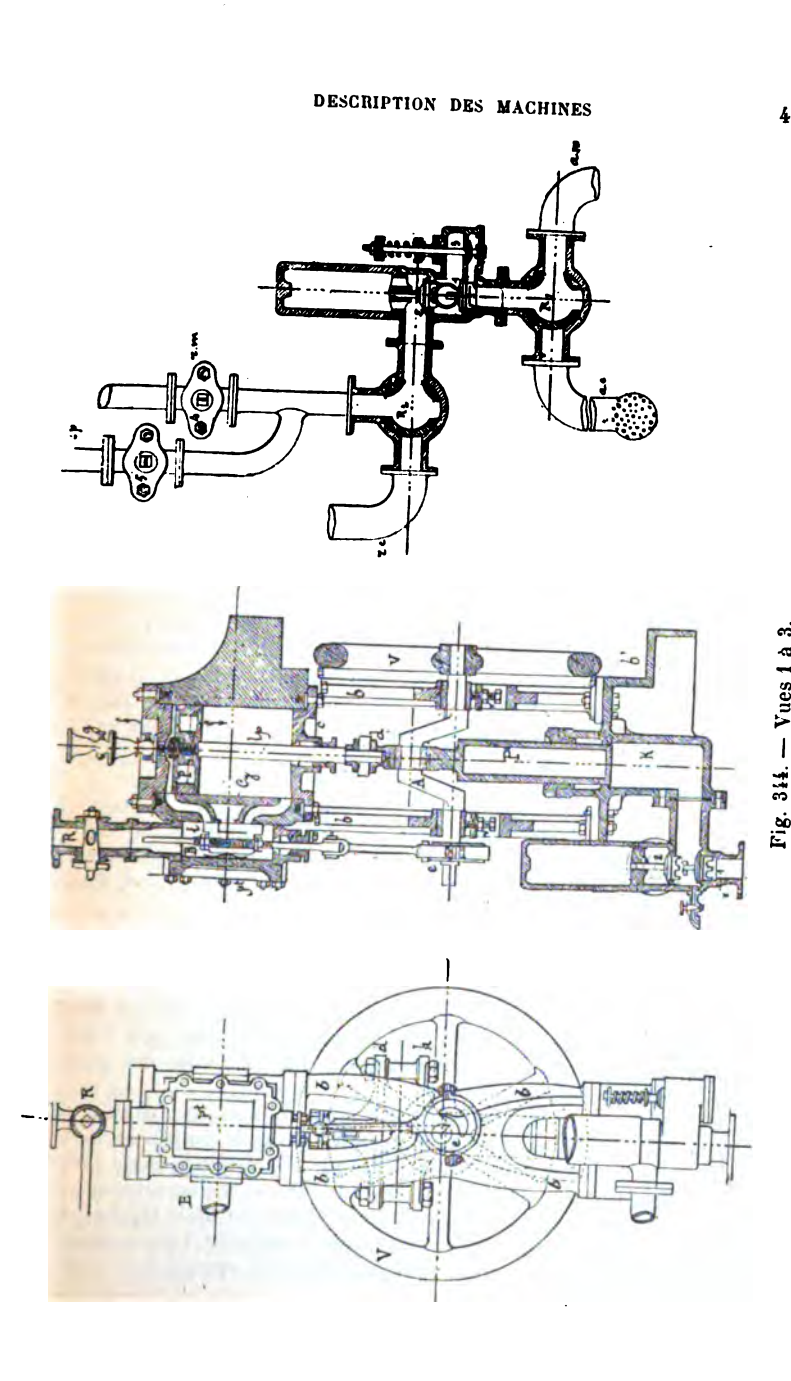


Fig. 314. — Vues 1 à 3.

de refouler aux chaudières par le tuyau *rc*, à la mer par le robinet *rm*, et sur le pont par le tuyau *rp*. Ces différentes manières de refouler sont obtenues par la manœuvre convenable des robinets R_1 et R_2 et 4 et 5.

FONCTIONNEMENT DE L'APPAREIL

1° Il s'agit d'alimenter aux chaudières.

Dans ce cas, il faut d'abord ouvrir la prise d'eau à la mer, les régulateurs d'alimentation, puis le robinet R_1, comme il est indiqué par la vue 3; puis tourner le robinet R_2 d'un quart de tour de gauche à droite, cette manœuvre est toute indiquée par la disposition d'équerre du tuyautage et par l'encoche faite sur la noix du robinet; le refoulement est en communication avec les chaudières, fermer les robinets 4 et 5.

Mettre alors le petit cheval en marche.

Le fonctionnement de la pompe est le même que celui des pompes que nous avons déjà décrites. Le piston P' montant fait le vide derrière lui dans le cylindre, l'eau soulage le clapet 1, remplit le cylindre, le piston redescend, l'eau ferme le clapet 1, soulage le clapet 2 et est refoulée soit aux chaudières, soit sur le pont, soit à la mer selon la disposition que l'on a prise; l'excédant retourne au tuyau d'aspiration en soulageant le clapet 3 de trop-plein.

2° Prendre l'eau à la cale et la renvoyer à la mer.

Tourner le robinet d'aspiration R_1 d'un quart de tour de façon à ce que l'encoche du robinet soit en regard du tuyau de la cale; laisser le robinet R_2 de refoulement comme il est disposé, ouvrir le robinet 4 et fermer le robinet 5, l'encoche du robinet est dans le sens du tuyau pour l'ouverture et la clé aussi.

Prendre l'eau à la mer et la refouler sur le pont. Disposer les robinets R_1 et R_2 de la même manière que précédemment, fermer 5 et ouvrir 4.

Lorsque le petit cheval refoule au réfrigérant, il existe un robinet intermédiaire sur le tuyau qui refoule sur le pont; on ferme celui du pont et on ouvre ce robinet intermédiaire qui est placé sur le tuyau du réfrigérant.

Pour assurer le fonctionnement du petit cheval, on a donné au piston à vapeur une surface plus grande que celle du piston de la pompe; car, il faut que la machine vainque les résistances de l'eau dans les tuyautages, qu'elle lui imprime une certaine vitesse, et en tenant compte que la pression sur le piston du petit cheval est toujours inférieure à celle de la chaudière à laquelle il faut encore ajouter celle qui résulte de la colonne d'eau qui appuie sur le clapet du régulateur.

Le petit cheval n'a qu'un sens de rotation.

Comme nous l'avons dit, cette machine alimentaire auxiliaire est encore employée à terre et sur un certain nombre de bâtiments ; mais elle est assez encombrante, et ne peut fonctionner qu'à une vitesse assez grande, ce qui donne lieu à des chocs et à un certain bruit.

Si l'usage devait être continu, il y aurait des avaries de clapets.

POMPE ALIMENTAIRE SYSTÈME THIRION

Dans les nouveaux appareils, les pompes alimentaires sont indépendantes, elles ont des moteurs spéciaux. Sur quelques contre-torpilleurs, on avait attelé les pompes à air, les pompes alimentaires et les pompes de cale sur le même moteur; mais par suite de l'irrégularité du travail qui existait dans cet ensemble d'un fonctionnement commun, la vitesse du moteur était très variable et le résultat était peu satisfaisant : aussi a-t-on séparé complètement les pompes à air, alimentaires et de cale.

Les machines alimentaires complètes et indépendantes sont actuellement du système Thirion.

Légende :

C*y*, cylindre à vapeur;

P, piston d'envoi dont la tige est fixée sur une des branches du cadre *y;*

T, tiroir pressé sur la glace du cylindre par un ressort *r;*

e, excentrique du tiroir;

a, arrivée de la vapeur dans la boîte à tiroir;

E, conduit d'évacuation au collecteur commun des machines auxiliaires au condenseur auxiliaire, ou évacuation à l'air libre ou au condenseur des machines;

A, arbre à une seule manivelle dont la voie est emprisonnée dans le coussinet *m* qui glisse à frottement doux entre les deux branches verticales du cadre *y*, le serrage de ce coussinet se fait à l'anse de la clavette *i*;

V, volant monté à l'extrémité de l'arbre A et servant à régulariser la marche de la machine; l'autre extrémité porte une partie carrée sur laquelle on monte une manivelle ou un balancier servant à manœuvrer la pompe à bras;

B, bâtis de la pompe et du moteur;

C, coulisseau du cadre;

G, glissière;

p, piston de la pompe; les garnitures sont en bois pour le refoulement aux chaudières et en cuir embouti pour le service de la cale; la tige de ce piston est clavetée sur une des branches du cadre *y;*

C', corps de la pompe, avec lui sont venus de fonte les tubulures A'A'A' d'aspiration;

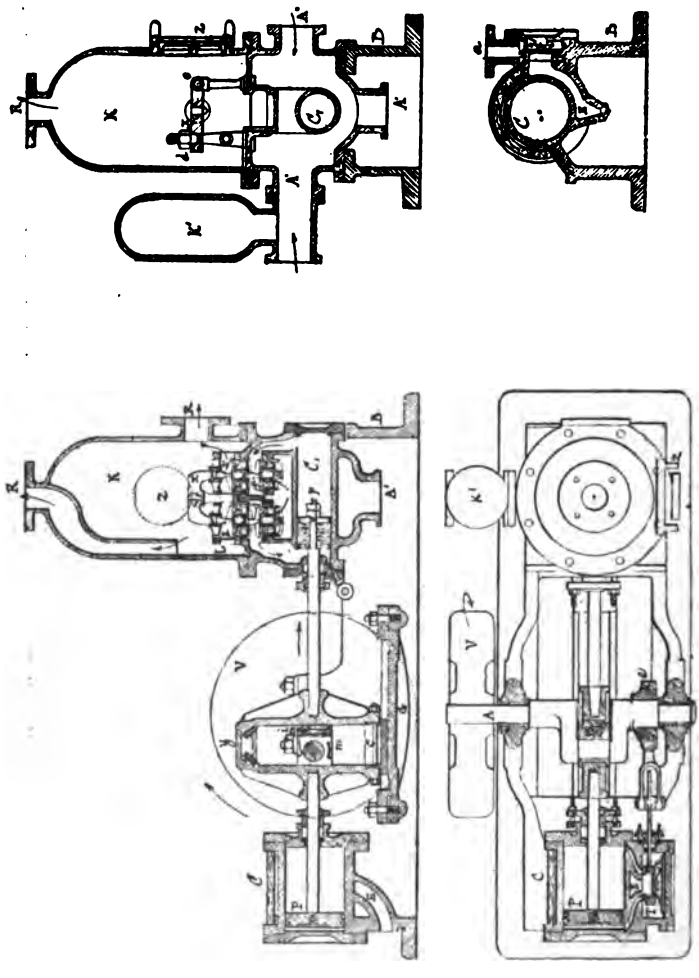


Fig. 345.

1 1', deux clapets d'aspiration, dont les sièges sont généralement venus de fonte avec le corps de pompe; ils peuvent être rapportés, comme dans la figure;

2 2', clapets de refoulement également au nombre de deux; ils

sont directement placés au-dessus des clapets 1 1'; ils sont surmontés d'un réservoir cylindrique L percé de fenêtres par lesquelles s'échappe l'eau refoulée, leurs sièges sont du même morceau.

Les tiges des clapets d'aspiration sont guidées par des douilles qui appartienent aux sièges des clapets de refoulement, les tiges de ces derniers sont guidées par des douilles appartenant à la face supérieure du réservoir L qui surmonte leurs sièges;

x, griffe oscillant en *o* et serrée par l'écrou *d;*

Cette griffe appuie sur le réservoir L et la maintient en place;

Z, porte de visite fixée sur le récipient d'air K. En desserrant la griffe *x* et après avoir enlevé la porte Z, on peut enlever les clapets 2 2 et leurs sièges, et visiter ensuite les clapets 1 1.

A'A'A', tubulures d'aspiration;

K, récipient d'air;

RR, tubulures de refoulement;

K', récipient d'air monté sur une tubulure d'aspiration pour empêcher les chocs qui se produiraient par l'arrivée trop brusque de l'eau aspirée dans le corps de la pompe.

Les clapets sont annulaires et en bronze lorsque les pompes refoulent aux chaudières; ils sont circulaires et en caoutchouc pour les Thirion de cale.

Cette pompe peut avoir deux ou trois cylindres à vapeur et le même nombre de coups de pompe selon la puissance et la valeur du débit que l'on veut obtenir. Dans le cas d'épuisement des compartiments envahis par l'eau, leur débit peut être de 500 tonneaux à l'heure. Nous ferons la même remarque que pour les petits chevaux au sujet des surfaces des pistons à vapeur et des pistons à eau.

Le fonctionnement de ces pompes est très satisfaisant comme rendement, et d'une disposition peu encombrante; aussi sont-ils d'un usage presque exclusif dans la marine.

Le jeu de la pompe est le même que celui des pompes ordinaires.

DISPOSITION EMPLOYÉE SUR QUELQUES BATIMENTS

Se compose d'un moteur à vapeur et d'une pompe à eau à double effet.

Le corps de pompe se compose d'une boîte B dans laquelle se trouve ménagée le corps de la pompe C*p* et se meut le piston P*p* à garnitures multiples soit en coton ou en chanvre; la tige du piston à vapeur et celle du piston de la pompe alimentaire sont du même morceau; entre l'espace libre du corps de pompe et celui des cylindres à vapeur, la tige commune T*p* porte un renflement portant un tenon *t* sur lequel s'engage une rainure *r* d'un

levier L*m* de mise en marche; sur ce même tenon est fixée une tige T*r* vue en pointillée articulée sur un levier *l* actionnant un cylindre creux R*v* et à lanterne actionnant dans son mouvement

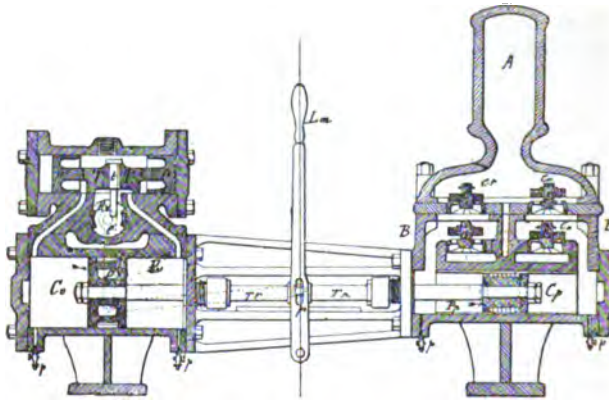


Fig. 346.

d'oscillation de va-et-vient une broche *t* actionnant le tiroir TT, muni de deux pistons compensateurs *pp*. Il y a deux cylindres et la tige du piston d'un cylindre conduit le tiroir de l'autre.

POMPE SYSTÈME BEHRENS

Le moteur à vapeur et la pompe sont montés sur le même axe, tous deux se composent de cames agissant comme piston moteur dans l'appareil à vapeur et comme piston d'aspiration et de refoulement dans la pompe. Il est appelé appareil rotatif. Il sert à l'alimentation des chaudières et aux autres services du bord, excepté pour l'usage de la cale, où la présence de corps étrangers dans l'eau dégraderait les cames. Ces cames sont semblables pour le moteur à vapeur et pour la pompe, mais présentent des surfaces plus grandes pour le moteur à vapeur que pour celles de la pompe afin de pouvoir produire le mouvement.

Cet appareil se compose de deux cames demi-cylindriques A et B, vue 3, logées dans les cylindres C*y* et C*y'* et montées sur deux arbres parallèles *a* et *b* reliés par des engrenages droits EE de même diamètre fixés sur ces arbres, les cylindres C*y* et C*y'* pénètrent l'un dans l'autre : la distance des axes *a* et *b* est égale aux 2/3 du diamètre de l'un des cylindres.

Moteur à vapeur. — Le moteur est situé à droite et la pompe à

gauche. Un manchon M, (vue 1), venu de fonte avec la came B est prolongé par un autre manchon *m*, s'engage dans une douille *d* venue de fonte avec le couvercle du cylindre se prolongeant sur toute la longueur de ce cylindre, chacune de ces douilles *d* est échancrée en *x x*; cette échancrure permettant la rotation sans

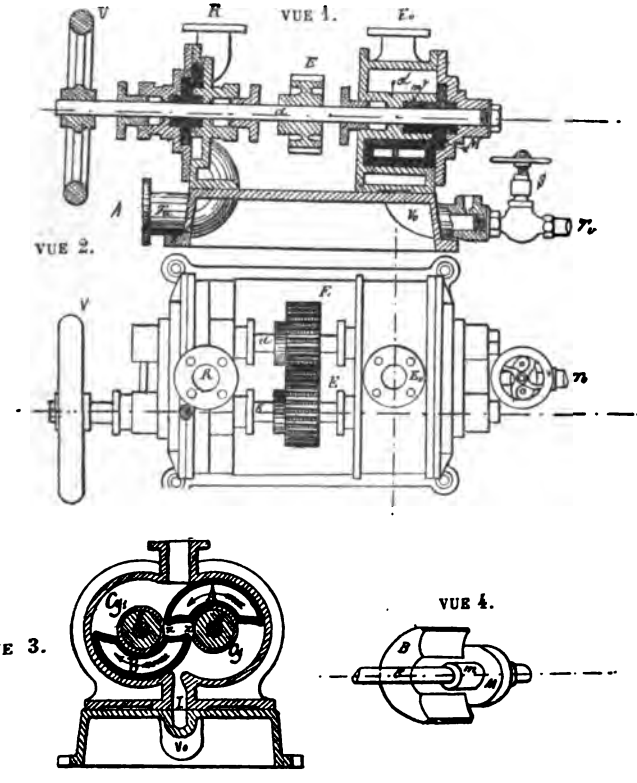


Fig. 347.

jeu des cames A et B, maintenues par les manchons M et *m* et glissant à frottement doux contre le fond du couvercle et la paroi du cylindre ainsi que sur la douille *d*.

(Vue 1.) La vapeur arrive par le tuyau T*v*, est réglée par la soupape S, pénètre par le conduit V*v* et se rend dans la partie inférieure réservée aux cames par le conduit I et après avoir travaillé sur les cames, elle s'évacue par le tuyau E*v*. L'aspiration de l'eau a lieu par le tuyau T*a* et est refoulée dans le tuyau R.

Par l'intermédiaire des engrenages EE calés sur les arbres *a* et *b*, les cames A et B tournent en sens contraire.

Dans la figure 347, vue 5, la vapeur arrivant par I dans le cylindre *u*, agit sur le profil *a* de la came A et pousse celle-ci qui tourne dans le sens de la flèche et B dans l'autre sens, l'évacuation du cylindre *u'* a lieu par Ev; les bords opposés *a'* et *b* des profils des cames, n'ayant pas franchi l'échancrure *xx* de la douille *d*, emprisonnent entre eux et cette douille une certaine

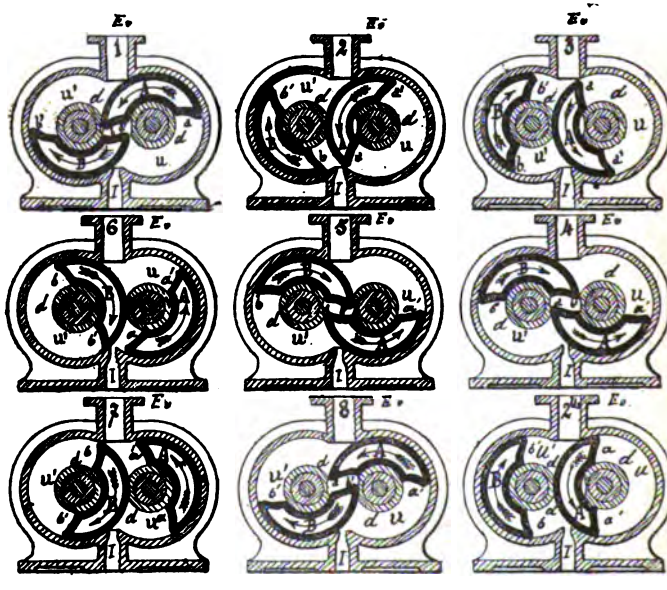


Fig. 347. — Vue 5.

quantité de vapeur d'évacuation, par suite la rotation est déterminée par la différence des pressions qui s'exercent entre les profils *a* et *a'* de la came A.

En la position 2, l'introduction de la vapeur cesse pour le cylindre *u* et se fait dans le cylindre *u'* sur le profil *b* de la came B; en 3, l'évacuation commence pour le cylindre *u* et continue pour le haut du cylindre *u'*. En 4, l'évacuation cesse pour *u'* et une certaine quantité de vapeur raréfiée est emprisonnée entre *a* et *b'*, l'action de B continue; en 5, B entretient seule le mouvement, l'action de A étant nulle. En 6, l'introduction cesse pour *u'*, A seul agit; en 7, l'évacuation commence pour B et la vapeur sur le profil *a* de A. En 8, les profils *a'* et *b* sont engagés dans la douille *d*

et la vapeur agissant sur le profil *a'* de A, le mouvement continue : on revient ainsi à la position 1. Ce qui existe pour le jeu des cames pour la vapeur se reproduit exactement pour l'eau.

Ces moteurs fonctionnent à pleine introduction ; la surface d'action de la vapeur est la section rectangulaire de la came suivant l'axe ; le chemin pour un tour est le chemin parcouru par le centre de gravité de ce rectangle, les profils *aa' bb'* des cames sont des épicycloïdes, les angles sont coupés pour faciliter leur mouvement et prévenir légèrement le métal que pourraient fournir des arêtes vives. Le volume compris entre les profils des cames restant constant tant que ceux-ci sont en prise avec les douilles, il n'y a donc pas de compression, les cames étant symétriques et animées de la même vitesse.

Avantages de cette pompe. — Cette pompe peut fonctionner à une pression plus faible que les petits chevaux ordinaires ; elle débite davantage et pour le même rendement elle est inférieure de 1/3 en poids et de 1/5 en volume.

Son rendement augmente avec son augmentation de vitesse, et quand on diminue la pression de refoulement il peut atteindre 0,80 p. 100.

Mais il a l'inconvénient d'être bruyant par la présence des engrenages ; le montage est délicat et l'entretien doit être fait avec le plus grand soin.

POMPE SYSTÈME ANGLAIS, DU « CONDOR »

Cette pompe est à refoulement continu pour une seule aspiration. Le piston P du côté F de l'aspiration T est un piston ordinaire avec une garniture métallique *g*, avec une bande naturelle. Le cylindre C*y* a une chemise en bronze C*h*.

Ce piston est prolongé par un fourreau A présentant une section annulaire N égale à la moitié de la surface du piston, celle-ci diminuée de la surface T de sa tige. L'aspiration dans le cylindre se fait par le clapet C*a* inférieur et le refoulement par le clapet C*r* supérieur ou de droite.

Fonctionnement de la pompe. — Lorsque le piston P ira de droite à gauche, l'eau aspirée viendra remplir le cylindre, quand il aura accompli sa course aspirante et qu'il reviendra sur ses pas de gauche à droite, il refoulera cette eau par l'orifice O' ; mais dans son mouvement, l'espace annulaire N entre le cylindre et le fourreau A augmentant de volume, l'eau refoulée viendra occuper ce volume égal à la moitié de P diminué de T ; donc l'eau refoulée par le piston P se divisera en deux parts égales, l'une allant aux chaudières directement et l'autre remplissant le volume A. Lorsque

le piston reviendra encore de droite à gauche, le volume A sera refoulé aux chaudières et le cylindre *cy* se remplira de nouveau et de même pour une nouvelle période.

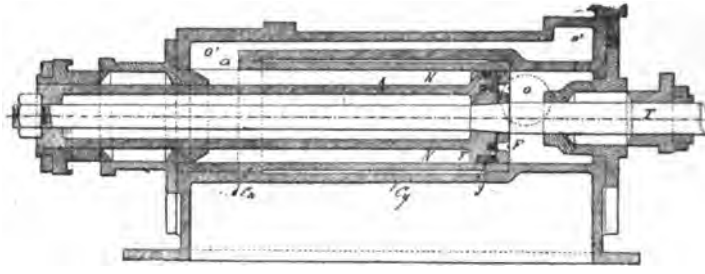


Fig. 348. — Vue 1.

Le refoulement est donc continu et égal à la moitié de l'eau aspirée : c'est donc une pompe à double effet avec un refoulement égal à la moitié de l'eau aspirée.

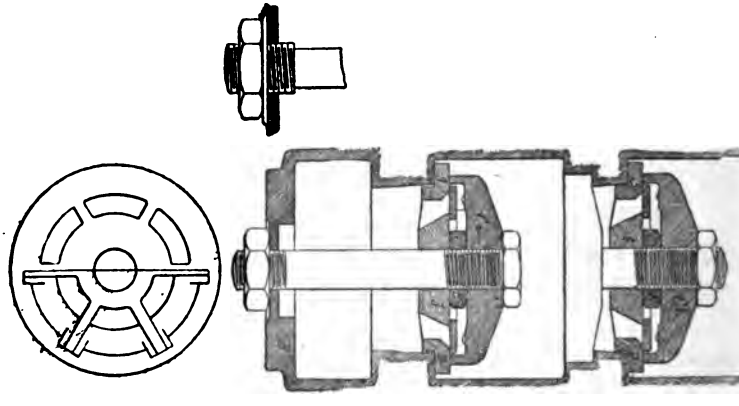


Fig. 348. — Vue 2.

PETIT CHEVAL BELLEVILLE VERTICAL, EMPLOYÉ DANS LES NOUVELLES CHAUDIÈRES

Cette nouvelle disposition adoptée par M. Belleville diffère des premières, par l'adjonction d'une boîte spéciale à clapets. Le moteur à vapeur reste le même dans son principe de mise en marche et de fonctionnement.

La figure 349 représente la modification et la nouvelle disposition adoptées par M. Belleville.

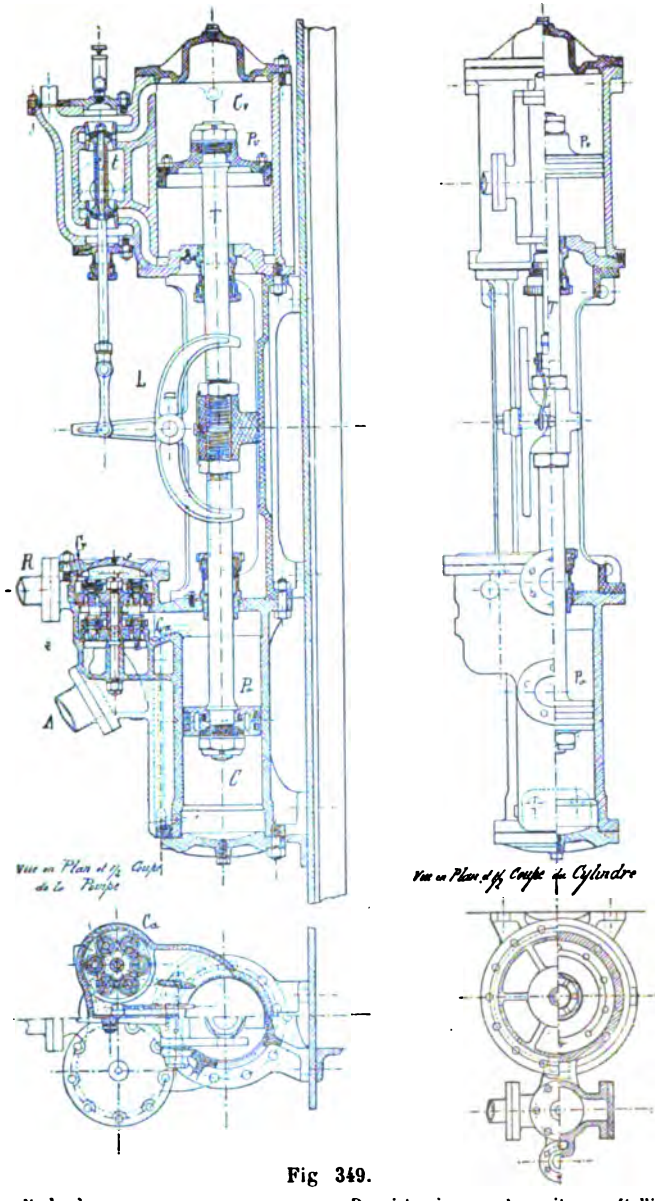


Fig 349.

Cv, cylindre à vapeur.
C, cylindre à eau.
t, tiroir à vapeur cylindrique.
Co, clapets d'aspiration.
Cr, clapets de refoulement.
Pv, piston à vapeur à garnitures métalliques.
Po, piston à eau à segments métalliques.
L D, mouvement de commande du tiroir.
A, aspiration de l'eau.
R, refoulement.

LES POMPES D'ÉPUISEMENT DE LA CALE

Ces pompes qui sont généralement à simple effet ont pour but d'extraire l'eau de la cale, cette eau peut provenir pendant la marche des machines des différents arrosages, de la rupture d'un tuyau ou de toutes autres causes. Ces pompes sont mues par la machine et dans ce cas leur débit n'est pas considérable, elles suffisent à épuiser l'eau provenant des causes que nous venons d'énumérer. Dans les circonstances où il y a des voies d'eau considérables, on emploie les pompes de circulation qui peuvent aspirer à la cale, les injections pour les condenseurs par mélange et enfin les Thirions de grandes puissances.

Les différents types de pompes d'épuisement de la cale sont les suivants :

1° Type Mazeline ;
2° Type des Forges et Chantiers de la Méditerranée ;
3° Type Claparède ;
4° Le type d'Indret ;
5° Pompe Thirion ;
6° Pompe du Creuzot (voy. *Bayard*, pl. 23).

1° **La pompe Mazeline** (fig. 350) a un corps de pompe pratiqué dans la plaque de fondation, elle est à simple effet et conduite par une crosse de la tige inférieure du piston moteur ; elle est à piston plongeur P*p* ; les clapets C*a* d'aspiration et C*r* de refoulement sont placés directement au-dessus l'un de l'autre ; le clapet C*r* de refoulement porte une douille servant de guide à la contre-tige du clapet C*a* d'aspiration. Le clapet de refoulement porte une tige G s'emboîtant dans une douille venue de fonte avec la porte P*v* de visite ; un petit orifice *o* sert d'évacuation à l'eau qui pourrait être emprisonnée entre le fond de la douille et la contre-tige ; les tiges doivent toujours avoir un certain jeu dans ces douilles à cause de la présence des graines et des corps étrangers qui forment une espèce de mastic gras gênant leur fonctionnement. Sur la face de la boîte à clapets est fixé un robinet R*d* d'amorçage indiquant en même temps le fonctionnement de la pompe. L'eau est aspirée par la tubulure R*o* et refoulée par le tuyau R*f*.

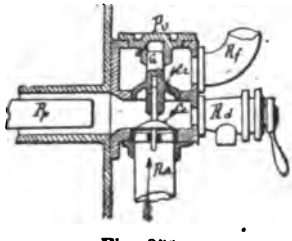


Fig. 350.

Sur la muraille du bâtiment est fixée une soupape de retenue de l'eau de mer. Comme ces pompes refoulent au-dessous de la flottaison, le tuyau R*f* doit donc être isolé de la mer par une soupape

qui se lève sous l'action du refoulement et retombe sur son siège par le poids de la colonne d'eau extérieure. Cette pompe qui est très simple de construction s'engorge assez souvent par suite des graisses qui entourent les tiges et remplissent les douilles des clapets, et sa visite en marche n'était pas facile, car l'écrou de la traverse de la tige inférieure du piston passe au-dessus de la porte de visite P*v*. Pour empêcher les corps étrangers d'arriver dans la pompe, tous les systèmes ont été d'abord munis d'une boîte dite Egytienne. Cette boîte qui est en fonte ou en cuivre (fig. 351) est divisée en trois compartiments par deux cloisons crépinées 2 et 3 et mobiles afin de pouvoir les sortir de la boîte pour les nettoyer. Le contour supérieur de la boîte porte un renflement sous lequel est pratiquée une gorge rectangulaire K dans laquelle est logée une garniture en caoutchouc, pressée par le couvercle C portant une saillie de même forme que la rainure de la boîte et agissant sur cette garniture à la façon d'un presse-étoupe; ce cadre est serré à poste par des écrous à oreille se vissant sur des boulons formant charnières; un robinet R (fig. 351) placé à la partie inférieure de la boîte sert à la purger et à s'assurer que l'eau y arrive.

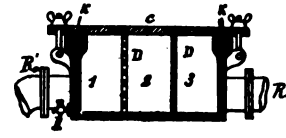


Fig. 351.

La pompe de cale communique avec cette boîte par le tuyau R'*a* et avec la cale par le tuyau R*a* qui lui-même est terminé par une crépine. Ainsi donc, lorsque la pompe de cale fonctionne, elle fait le vide dans les compartiments 1, 2, 3, l'eau arrive donc dans la boîte. Si elle n'y arrivait pas, ou la pompe de cale serait avariée, ou la crépine extérieure du tuyau serait obstruée, ou les cloisons 2 et 3; en ouvrant R, on verrait si l'eau arrive.

En cas d'un mauvais fonctionnement il faut donc vérifier l'état de la boîte et la crépine extérieure du tuyau; si cette visite était sans effet, il faudrait s'assurer de ce qui existe dans la pompe de cale.

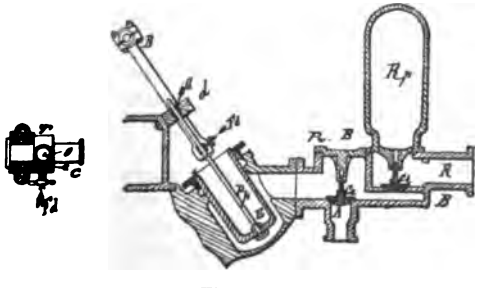


Fig. 352.

2° Systèmes des Forges et Chantiers (fig. 352). — Pompe également à simple effet, l'ensemble de la pompe est en bronze et son piston est un piston plongeur dans le fond duquel est fixée la tige P*p* par l'écrou borgne E; cette tige est guidée par une douille

en bronze G fixée sur un bras et boulonnée au bâti de la machine. La bielle d'entraînement B est à fourche et articulée sur deux boullons *t-t* venus de forge avec une traverse T percée d'un trou central O muni d'un demi-coussinet C en bronze embrassant juste le demi-diamètre de la tige du piston; une vis V fait appuyer ce demi-coussinet sur la tige qui fait alors frein et permet d'entraîner le piston lorsqu'il monte. La tige P*p* porte une embase sur laquelle appuie la traverse T quand elle descend et que le piston refoule.

La boîte à clapets BB est boulonnée à la pompe; les clapets C*a* d'aspiration et C*r* de refoulement ont une forme demi sphérique, ils sont guidés dans leur levée par leurs contre-tiges s'engageant dans des douilles venues de fonte avec la porte de visite P*r* et le récipient régulateur du débit R*p*.

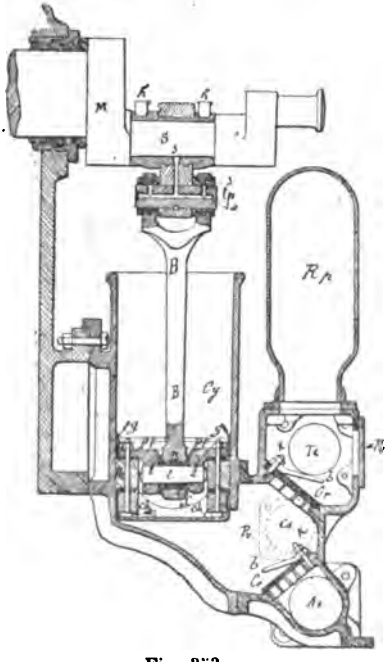


Fig. 353.

L'aspiration se fait par le tuyau A et le refoulement par R*p*. Pour enclencher cette pompe, si le piston est au fond du cylindre, il suffit de serrer la vis V, de le faire monter un peu et quand la traverse T appuiera sur l'embase de la tige serrer fortement la vis. Il faut avoir bien soin de saisir ce moment; car, si l'on serrait la vis dans une position quelconque, on pourrait amener le piston à buter contre le fond du cylindre et à le défoncer. Ces pompes au nombre de deux sont conduites par un bouton de manivelle fixé à l'extrémité A de l'arbre moteur.

3° Pompe Claparède (fig. 353). — Cette pompe est à simple effet et conduite par la soie S d'une manivelle M qui termine l'arbre de couche.

Le piston se compose d'une partie supérieure P*f* fixe traversée par le tourillon *t* de la bielle d'entraînement B. Le coussinet C de la bielle est en bronze; il est mis en place avant le tourillon *t t*, à cause de sa nervure centrale *n* encastrée dans la bielle; le tourillon est maintenu à porte à l'aide des deux goupilles

2, 2, encastrées moitié par moitié sur le tourillon et dans la partie fixe P*f*. Le piston porte une partie centrale PC intercalée entre la partie fixe P*f* et un chapeau C*h* parties reliées toutes trois entre elles par des boulons 1, 1. Entre la partie centrale P*c*, le chapeau C*h* et la partie supérieure P*f* sont emprisonnées des garnitures *gg*, en cuir appuyant contre les parois du cylindre C*y* et constituant la garniture du piston.

Les clapets C*a* d'aspiration C*r* de refoulement sont en caoutchouc et inclinés, fixés sur leurs sièges par des prisonniers KK maintenant également leur buttoir *b*, *b*; la chambre du clapet de refoulement est surmontée du réservoir R*p* régularisant le fonctionnement de la pompe; l'aspiration se fait par A*s* et le refoulement en T*r*. Une soupape de sûreté CS permet à l'eau de s'échapper dans le cas où l'on aurait oublié d'ouvrir le robinet intercepteur qui se trouve sur le tuyau T*r* de refoulement à la mer. Des portes de visite P*v* permettent de visiter les clapets. Le graissage des articulations de la pompe se fait par les godets graisseurs *hh* et les conduits 3, 3, 4.

4° **Pompe d'Indret.** — Cette pompe se compose d'une boîte B B avec laquelle est venu de fonte le cylindre *Cy*; elle est à piston P plongeur relié à la bielle B d'entraînement par une chape C et boulon *b*, la chape *C* est fixée au piston par un écrou E noyé dans l'épaisseur du fond du piston et portant une vis frein *f*.

Le clapet d'aspiration C*a* est surmonté d'une poignée *p* permettant de le tenir soulagé lorsque l'on veut suspendre le fonctionnement de la pompe; ce clapet est en outre guidé par sa tige *t* s'emboîtant dans une douille *g* rapportée.

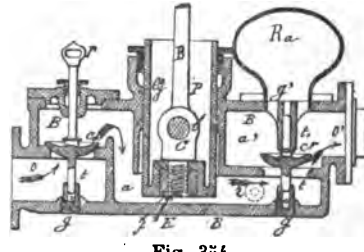


Fig. 354.

Le clapet de refoulement C*r* porte une tige et une contre-tige qui lui servent de guide, de plus la contre-tige *t'*, porte une embase qui vient buter contre la partie inférieure de la douille *g'* et limite sa levée. Un récipient chaudronné R*o* régularise le fonctionnement de la pompe; un robinet *r* sert à vider la boîte à clapets. L'eau aspirée arrive par la tubulure O, soulage C*a*, passe par le conduit *a* suit le piston dans le cylindre, refoulée, soulage C*r*, passe en *a'* et de là en *o'* pour aller à la mer, ouvrir le robinet de sûreté qui est fixé sur le tuyau de refoulement.

5° **Pompe Thirion.** — Cette pompe ne diffère de la pompe alimentaire que par les clapets qui peuvent être en caoutchouc et les garnitures du piston en bois ou en cuir.

Comme moyens d'épuisement, on emploie les éjecteurs américains, les pulsomètres, les éjecteurs Friedmann et les petits éjecteurs de cale; tous ces appareils ayant été décrits dans le volume relatif aux chaudières, nous ne ferons donc que le rappeler.

Boîte dite Égytienne (fig. 351). — Cette boîte B est rectangulaire, elle est placée sur le tuyau d'aspiration à portée de la main, divisée généralement en 1, 2, 3 compartiments par deux cloisons D percées de trous laissant passage à l'eau qui se débarrasse des corps étrangers que la pompe aurait pu aspirer, et qui empêcheraient le fonctionnement des clapets. Elle est munie d'un couvercle à charnière portant une nervure rectangulaire qui s'emboîte exactement dans une rainure de même forme pratiquée à la partie supérieure de la boîte; dans le fond de cette rainure on introduit une tresse soit en coton imbibée de suif et d'huile soit en caoutchouc; à l'aide des boulons et des écrous à oreilles, on fait le joint du couvercle.

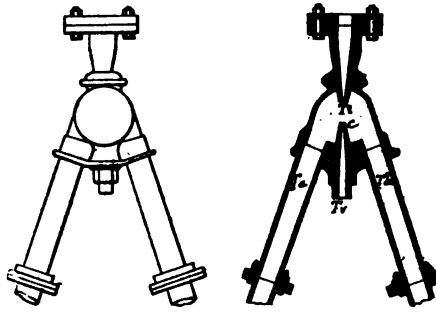


Fig. 355.

Comme moyens d'épuisement de la cale, on se sert encore de l'éjecteur à fourche représenté par la figure 356.

La vapeur arrive par l'ajutage *t v* ayant le même axe que l'ajutage T*r* de sens opposé; l'eau est aspirée par les deux tubulures T*a* et T*a'* situées de chaque côté de la carlingue; ces tubulures sont munies chacune d'un robinet afin de pouvoir les isoler à volonté lorsque l'un des côtés de la carlingue est épuisé. Cet appareil d'un fonctionnement sûr est assez fréquemment employé.

Pompe Neut et Dumont employée comme pompe d'épuisement (fig. 329). — Cette pompe dans sa construction est identique aux pompes de circulation; elle n'en diffère que par l'adjonction d'un clapet de retenue de l'eau d'amorçage placé à la partie inférieure du tuyau d'aspiration. Ce tuyau est terminé également par une crépine de dimension suffisante pour que l'eau afflue abondamment à l'aspiration. Sa vitesse de rotation doit être comprise entre 300 et 400 tours, elle est bien supérieure à celle des pompes de circulation qui ont l'eau en charge, et non le vide à produire pour permettre à l'eau aspirée de s'élever à peu près au maximum de 5 à 6 mètres. Il faut avoir soin de les amorcer avant de les mettre

en marche; il faut remplir le tuyau d'aspiration et le tambour de la pompe; un tuyau *ad hoc* est disposé.

Il faut augmenter rapidement sa vitesse et arriver le plus promptement possible au maximum du nombre de tours. Quand le niveau baisse trop rapidement au puisard, il faut ralentir la vitesse afin d'éviter un désamorçage.

Il faut avoir soin de visiter le clapet de retenue après chaque fonctionnement et de s'assurer de l'état de propreté de son logement.

REGISTRES RÉGULATEURS D'INTRODUCTION DE VAPEUR POUR VARIER LA MARCHE ET DE STOPPAGE

Plusieurs systèmes ont été employés selon les constructeurs. Le but de ces registres étant d'être aussi étanches que possible et de permettre en même temps d'opérer les variations de vitesse par leur ouverture plus ou moins grande; ils devront se manœuvrer facilement. Ils présentent les dispositions suivantes :

1° Registre R dit à papillon, de forme octogonale ou elliptique logée dans une boîte en bronze B boulonnée sur le tuyau aboutissant à la boîte à tiroir. Ce papillon registre oscille autour d'une vis *v*, se vissant dans une excroissance de matière venue de fonte avec la boîte B, et terminée par une partie cylindrique s'emboîtant juste dans une douille venue de fonte avec le papillon, et autour d'un tourillon *t* dont l'extrémité est ajustée et clavetée dans une douille *d* appartenant également au papillon, sur l'axe *t* est fixé le segment denté ou le bras de levier qui doit servir à sa manœuvre. Une aiguille indicatrice quel que soit le système employé pour la manœuvrer indique le degré d'ouverture, et un frein fixe toujours tout le système à la position que l'on a choisie pour une vitesse déterminée et le rend immobile.

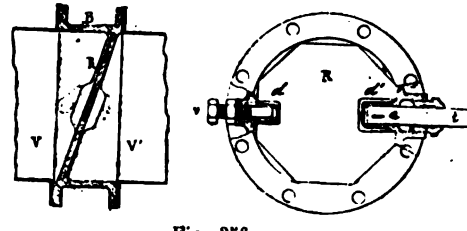


Fig. 356.

Ce système n'est pas étanche, et ne permettrait le stoppage de la machine que par la chute du vide; avec les condenseurs par mélange, il avait donc l'inconvénient de permettre l'introduction de la vapeur dans les condenseurs, de les échauffer et de nécessiter par conséquent des injections fréquentes, ce qui donnait de l'eau dans la cale. Pour obvier à cet inconvénient, il fallait donc fermer les soupapes d'arrêt des chaudières ou des registres à pla-

que de sûreté, ou enfin si les tiroirs étaient parfaitement étanches, déplacer ceux-ci à l'aide de la mise en train et les amener dans une position assurant la fermeture des orifices des cylindres. Ce registre ne pouvait donc que servir qu'à faire varier l'allure de la machine et non à la stopper. Toutes les manœuvres que l'on était obligé de faire pour stopper la machine étaient donc une source de causes de retard pour la remise en marche; et pour un stoppage immédiat en cas d'avaries, il était d'un usage impossible. Il fallait faire tout le vide.

2° Registre à plaques frottantes employé par les Forges et Chantiers de la Méditerranée. Cette disposition se compose d'une boîte B B en fonte fixée sur une deuxième boîte B' B' boulonnée sur la boîte à tiroir; la boîte B B est en bronze et percée des deux orifices *o o* fermés ou ouverts par les plaques TT (vues 2 et 3) portant sur leur dos deux crémaillères SS engrenant avec les deux pignons PP montés sur l'arbre A; sur cet arbre A est fixé le levier de manœuvre L; ce levier est traversé par le boulon *b*, dont la tête porte en glissant sur la surface du secteur S; un écrou E fixe le levier L sur le secteur S; une aiguille indicatrice terminant le levier L indique sur un quotient Q le degré d'ouverture des plaques TT; un presse-étoupe *p* assure l'étanchéité de l'axe A, dont l'autre extrémité est supportée par une crapaudine C. La boîte B' B' porte les deux tubulures *t t* boulonnées sur la boîte des détentes ou des tiroirs et donnant directement passage à la vapeur. Ce genre de registre est étanche tant que les surfaces frottantes sont polies et ne sont pas voilées; dans le cas, où ces conditions n'existeraient plus, il faudrait démonter la boîte B B, nettoyer et redresser les plaques T T et la glace de la cloison. Ce registe assure certainement l'étanchéité quand il est en bon état; mais son adhérence par suite de la pression qu'il supporte au point de départ est considérable, et la manœuvre est difficile, elle s'opère par soubresauts, ce qui oblige à plusieurs manœuvres, à plusieurs tâtonnements pour arriver au degré d'ouverture qui convient à la vitesse que l'on veut obtenir. Avec des machines à haute pression la manœuvre de

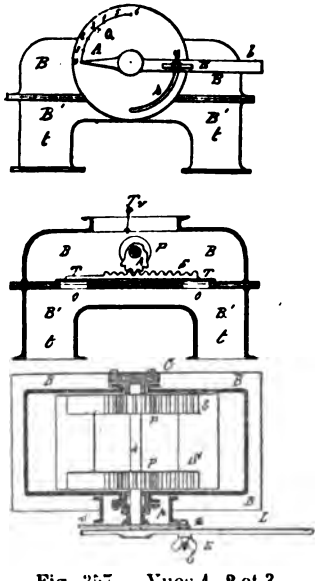


Fig. 357. — Vues 1, 2 et 3.

ce registre serait impossible. Il faudrait sans doute fermer les soupapes d'arrêt pour pouvoir le manœuvrer.

Disposition de la même société employée sur le « Tourville ». — Se compose d'une boîte B B sphérique portant intérieurement deux sièges sur lesquels sont appliqués deux soupapes S' S de dia-

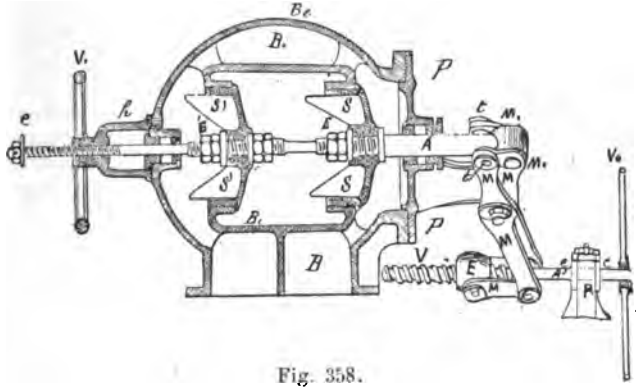


Fig. 358.

mètres un peu différents de façon à ce que l'on puisse les introduire par la porte P et que S' puisse passer par l'ouverture de S; elles sont fixées sur le même axe A à l'aide d'écrous E et de contre-écrous E'; un volant V_1 vissé sur le prolongement de leur tige A fileté, limite leur course et les maintient appliquées sur leurs sièges lorsque l'on stoppe; la manœuvre de ces soupapes se fait à l'aide du volant V° fixé sur arbre A'' portant une vis à filets carrés s'engageant dans un écrou E portant deux tourillons sur lesquels sont fixés les leviers M M reliés aux tourillons *t t* venus de forge avec A par des menottes M M_1 et l'axe A' ne pouvant que tourner puisqu'il est emprisonné par les collets CC, dans le palier P, rappelle donc dans son mouvement circulaire les soupapes SS. Ce registre est dit à soupapes équilibrées. Sa manœuvre est facile, mais les soupapes, étant données leurs dimensions, sont sujettes à se voiler et leur étanchéité souvent imparfaite, à froid elles portent généralement, et c'est à chaud qu'elles se déforment; avec

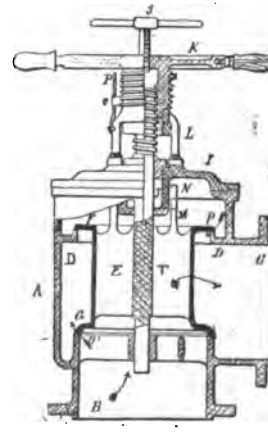


Fig. 359.

le volant V_1 on peut cependant assurer une étanchéité suffisante.

Une autre disposition est représentée par la figure 359; elle se compose d'un cylindre creux E, portant à chacune de ses extrémités une collerette venant s'appliquer sur les sièges circulaires de la boîte DD. La tige T de ce cylindre est du même jet de fonte, elle porte à sa partie supérieure une partie filetée sur laquelle se visse le volant K formant écrou; ce volant ne pouvant que tourner fait monter la tige T et par conséquent le cylindre E, l'écrou du volant est taraudé extérieurement et dans les filets s'engage une partie d'écrou O, glissant sur une règle P graduée, une vis taraudée dans la tige T sert de frein. La tige du cylindre est parfaitement guidée à ses deux extrémités, les collerettes obturatrices restent donc centrées dans toutes les positions. La vapeur arrive du tuyau de vapeur en B et s'évacue à la machine par la tubulure C.

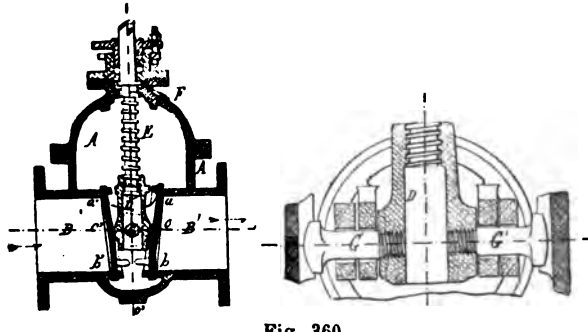


Fig. 360.

Fig. 360. — Une autre disposition consiste en un robinet-vanne composé de deux parties C et C' montées sur deux tourillons G et G' commandées par une vis E manœuvrée par une tige O et un volant claveté sur cette tige; cette vis par son collet ne peut prendre qu'un mouvement de rotation; comme les deux parties C et C' forment un robinet conique; en tournant la vis E, on fait donc descendre ou monter le robinet. Le robinet ouvert en grand, vient se loger dans le compartiment A; l'étanchéité est obtenue par le contact des parties C et C' qui sont plus ou moins appuyées par la pression obtenue par la manœuvre de la vis E; le contact se fait sur les zones *a a'* et *b b'*; la vapeur en B et soit en B'.

SOUPAPE REGISTRE DU CREUSOT

Légende de cette soupape :

V, tuyau d'arrivée de vapeur;

B, boîte en fonte de la soupape fixée sur le tuyau V d'arrivée munie d'un siège *s* en bronze rapporté ;

t, tubulure conduisant la vapeur de la boîte à soupape à la boîte à tiroir ;

C, couvercle de la boîte;

S, soupape dont la tige *t'* traverse le presse-étoupe du couvercle ;

D, douille clavetée à l'extrémité de la tige *t'*;

L, levier traversant la douille D dont une de ses extrémités est articulée sur le support A venu de fonte avec le couvercle, et l'autre extrémité est articulée à la bielle *b*. Cette bielle est terminée par une rotule *o* qui s'engage dans un évidement demi-sphérique que possède l'extrémité de la tringle *b'*; elle y est maintenue par deux demi-rondelles *r* et *r'* ;

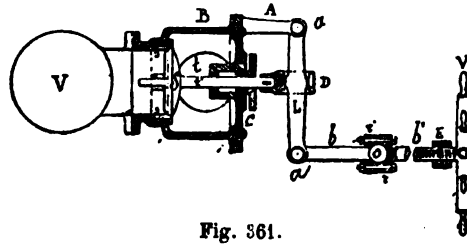


Fig. 361.

b', tringle filetée traversant un écrou E fixé sur le condenseur;

V', volant à manettes monté à l'extrémité de *b'* et à l'aide duquel on manœuvre la soupape S ;

S S, siège rapporté de la soupape S.

Manœuvrer en tournant le volant V' de manière à dévisser la partie filetée de *b'*, on rappelle sur la droite l'extrémité *a'* du levier L, *a'* restant fixe, la douille D se meut horizontalement dans le même sens que L et on ouvre la soupape S; la vis étant graduée, on peut connaître le degré d'ouverture que l'on produit. Mais ce genre de soupape est peu étanche, elle se gondole sur son siège, sur lequel il est difficile de la faire complètement appuyer.

Avec les hautes pressions surtout. Dans un stoppage, il y a fuite de vapeur. Cette soupape ne présentant donc pas une étanchéité suffisante, ne peut être réellement utilisée que pour les variations de vitesse; elle a l'avantage d'une grande facilité de manœuvre.

LES ROBINETS

(Fig. 362). Différents types de robinets employés dans la marine. Le but des robinets est de permettre d'établir ou d'intercepter

la communication entre deux tuyaux ou d'établir la communication d'un récipient avec l'air libre ou un autre récipient.

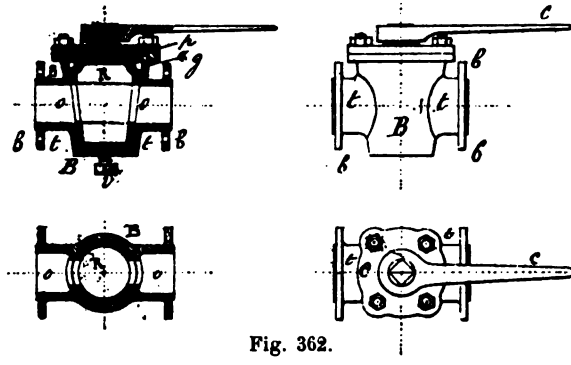
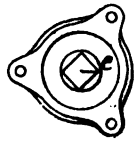
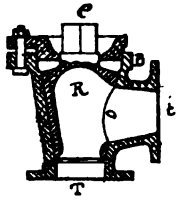


Fig. 362.

Vue 1. — Le robinet comprend : 1° la noix R qui a la forme d'un tronc de cône généralement en bronze ou en fonte et portant sur son pourtour une chemise en bronze parfaitement ajustée; sur le prolongement de cette noix et pratiquée en gorge *g*, servant de boîte à étoupe, cette noix est prolongée par une partie cylindrique terminée en carré sur laquelle se fixe la clef de manœuvre; le presse-étoupe *p* assure l'étanchéité de la noix.





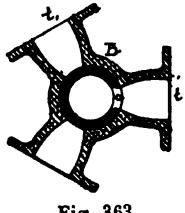


Fig. 363.

2° Du boisseau B de forme également tronconique, également en bronze; la question du rapportage des chemises intérieures étant une opération d'ajustage difficile à opérer et à conserver l'étanchéité; il est préférable de renoncer à ce moyen économique qui présente de l'incertitude dans la durée; le boisseau (fig. 363) porte deux ou trois autres tubulures selon l'usage auquel il est destiné; des pompes pouvant refouler et aspirer successivement dans des récipients différents, on établit donc autant de tubulures que l'usage l'exige; c'est ce que l'on appelle des robinets à 2, 3 et 4 fins; sur ces tubulures se fixent les pincées des tuyaux allant aux divers récipients. Les joints se font au plomb et au minium pour la vapeur et à une haute pression, et avec des rondelles en carton, chaque fois qu'il s'agit de conduite d'eau potable et soumise à une faible pression.

La noix du robinet peut être pleine ou creuse et posséder un orifice qui la traverse, correspondant en cas d'ouverture avec les deux tubulures du boisseau (fig. 363). Il existait encore les robinets à quatre fins.

Elle peut être creuse et n'avoir qu'un orifice sur sa paroi, (fig. 364), le boisseau pouvant lui-même n'avoir qu'un orifice, tels sont les robinets d'extraction des chaudières et de certaines prises d'eau, ou le boisseau avoir 3 et 4 tubulures, la noix également creuse et ne portant qu'un seul orifice; la soie ou noix étant percée à sa partie inférieure, le fluide à conduire en remplit donc constamment l'espace libre, il suffit donc de tourner l'orifice de cette noix en rapport avec la bride du tuyau dans lequel on doit aspirer et refouler. Une encoche pratiquée sur la partie carrée extérieure de la noix indique le sens de la manœuvre de la clef pour la direction voulue. Pour faciliter le remontage des tuyaux, les brides des tuyaux et celles du boisseau portent des encoches qui indiquent les positions correspondant aux trous des boulons de fixation.

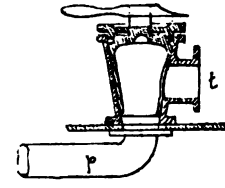


Fig. 364.

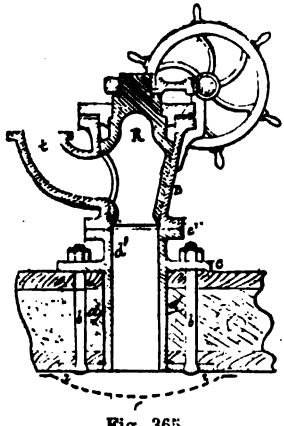


Fig. 365.

(Fig. 365.) Robinet de grandes dimensions appliquées aux pompes de circulation, ou aux pompes d'épuisement. Selon que la coque est métallique ou en bois, la fixation du robinet peut différer (fig. 366). Sur les navires en tôle de fer ou d'acier, le robinet est fixé sur un manchon en acier fondu, fixé d'une part par des rivets à la coque extérieure et à la double coque; c'est sur ce manchon terminé par une collerette, que se boulonne le robinet qui est alors le même pour les différentes natures de coque. Ce robinet porte deux tubulures d'aspiration, l'une communiquant avec la mer, c'est la disposition qui est représentée par la figure 365, et l'autre communiquant avec la cale, il suffit de tourner la soie ou noix de façon à présenter un seul orifice devant l'une ou l'autre des tubulures, une aiguille manœuvrée avec la soie indique la direction qu'il faut lui donner, selon la communication à établir. Pour les coques en bois, les trous de prise d'eau sont pratiqués dans la coque entre

deux membrures et dans un remplissage de bois. Le trou est

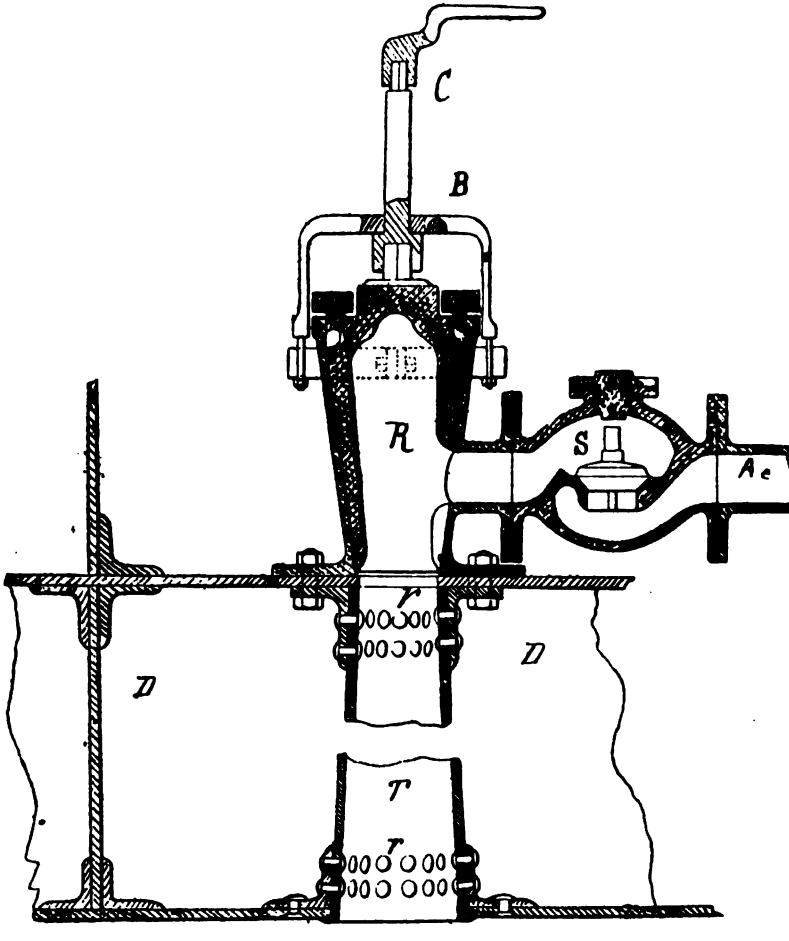


Fig. 366. — Vue 1.

C, clé du robinet.
R, robinet creux à un seul orifice.
T, tubulure fondue en acier pour coque en fer.
Ac, arrivée de l'eau d'extraction.
S, soupape de retenue.
D, double fond.
r, rivets des pinces de la tubulure.
B, bride de sûreté.

parfaitement calfaté, on place antérieurement une enveloppe en feutre dans laquelle on place une douille en plomb *dd*, dont les

extrémités forment pinces sur le bois. On enfile ensuite la douille *d'* en bronze possédant deux collerettes C et C'; on rive l'extrémité extérieure de la douille *d'* sur une rondelle *rr* en bronze et l'on fixe la douille *d'* à la coque à l'aide des boulons *bb* dont une extrémité est noyée coniquement dans l'épaisseur de la rondelle *rr*; sur la collerette C' est fixé le robinet dont le boisseau B porte, comme nous l'avons dit, une ou deux tubulures, aspiration à la mer, ou à la cale et une seule de refoulement *t*. La noix R est creuse et porte un seul orifice; sur le prolongement de la soie est fixé un secteur denté S manœuvré par une vis sans fin V et un volant V. Une aiguille indique le sens de la rotation du volant V. Pour les robinets de refoulement relatif aux condenseurs par surface, il n'y a qu'une seule tubulure.

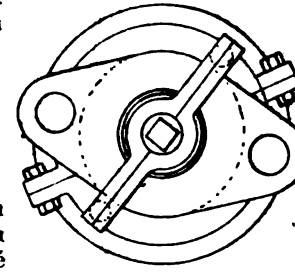


Fig. 366. — Vue 2.

ROBINET POUR MANCHON D'EXTRACTIONS

Ce robinet R, qui est creux, a un seul orifice; il est boulonné sur la coque intérieure avec l'extrémité d'une tubulure T en acier; la bride du robinet et celle de la tubulure font joint sur la coque intérieure. Les brides de la tubulure sont rivées sur la coque à l'aide des rivets *r*, une bride B de sûreté complète la sécurité du tournant R; une soupape S de retenue isole l'eau de la mer de celle des chaudières, lorsque les extractions sont fermées. Tous les robinets sont munis d'une bride de sûreté, afin d'empêcher les tournants des robinets d'être projetés à l'extérieur soit par la pression de la colonne d'eau soit par celle de la vapeur.

LES GRAISSEURS

DIFFÉRENTES DISPOSITIONS ADOPTÉES

Dans les anciens appareils, la matière employée pour graisser les cylindres, les tiroirs et les détentes, les tiges des pistons et tous les presse-étoupe en contact avec la vapeur, on employait le suif; aujourd'hui pour le graissage de ces organes en contact avec la vapeur on se sert de l'huile de pétrole distribuée dans la vapeur avant de se rendre dans les boîtes à détente ou à tiroir. C'est donc la vapeur que l'on sature de cette huile que doit lubrifier tous les organes à vapeur. Cette huile est distribuée dans la vapeur à l'aide du graisseur système Consolens, graisseur auto-

matique permettant de régler la quantité d'huile en proportion de la vitesse de la machine.

Comme le graissage au suif est généralement abandonné, nous ne donnerons que les deux principales dispositions qui étaient employées et dont l'une est encore en usage dans les machines industrielles et sur les machines des canots.

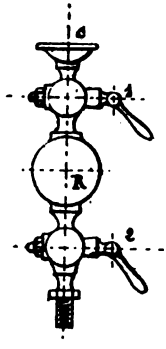


Fig. 367.

La plus simple disposition consistait en deux robinets 1 et 2 séparés par une sphère creuse R servant de récipient au suif; le robinet s'était surmonté d'une petite coupe *c* dans laquelle on mettait le suif fondu. Ce robinet était vissé sur le fond des cylindres ou sur les côtés, suivant la disposition des organes où il était employé.

Fonctionnement de l'appareil. — Les deux robinets 1 et 2 sont fermés, on met le suif fondu ou l'huile dans la coup C, puis on ouvre le robinet 1, le suif fondu ou l'huile tombe dans la sphère R que l'on remplit; cela fait, on ferme 1 et l'on ouvre le robinet 2; le suif ou l'huile se répand soit dans la vapeur, soit directement sur les parois des organes. Avec un appareil aussi primitif et qui a duré si longtemps, il n'est guère possible de régler la dépense d'huile ou de suif, de régler le débit; la sphère R peut se vider rapidement selon le degré d'ouverture du robinet 2. On

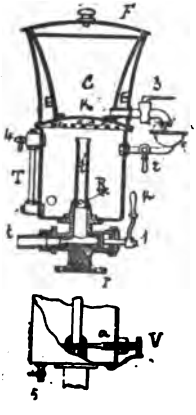


Fig. 368. — Vues 1 et 2.

F, couvercle du graisseur.
C, récipient où fond le suif.
K, crépine laissant passage à la vapeur qui arrive par *t* le robinet 1 et le prolongement extérieur *t'*.
R, réservoir du suif fondu.
1, robinet qui à l'aide des tubulaires *t' t* met l'organe à graisser en communication avec le récipient R.
T, tube de niveau, indiquant la hauteur du suif dans R.
2 et 3, robinets faisant passer le suif de C dans R.
4, robinet placé sur la partie supérieure de la boîte du tube et permettant à la vapeur de s'évacuer avant d'ouvrir 2.
5, robinet placé à la partie inférieure de R et permettant de le vider.
V, vis de réglage de la quantité de suif.

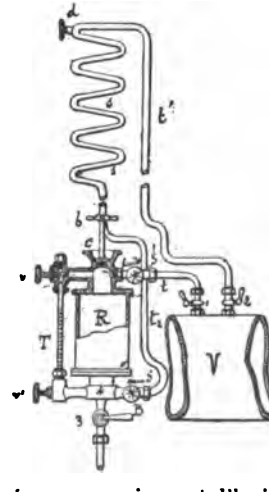
peut donc gaspiller la matière lubrifiante à un moment donné qui pourra faire défaut pendant une partie du fonctionnement. Ce système de graissage existe encore sur les petits chevaux alimentaires et sur les machines des canots sans condenseur.

Le deuxième système était le système Roscoë (fig. 368); ce système était plus perfectionné, on pouvait contrôler le débit, il donnait un graissage automatique continu. Ce graisseur se compose de deux parties principales, du réservoir R et de la cuvette C, à enveloppe. Dans l'espace E formé par le pourtour de la cuvette C et le pourtour extérieur du récipient circule la vapeur qui fond le suif que l'on a mis dans l'intérieur de C en enlevant le couvercle F; le suif fondu, ce dont on s'aperçoit par le tube de niveau T, pour graisser, on ouvre le robinet 1 en manœuvrant sa clé K, le tuyau *t* de sortie de ce robinet correspond avec l'organe de la machine à graisser, soit directement, soit par la vapeur; mais ceci implique que le récipient R est rempli. — Mais au début tout l'appareil est vide. On remplit donc C de suif, on ouvre le robinet 1 qui est creux et communique à la tubulure *t'* intérieure dans R, la vapeur se répand dans R, passe par la cloison supérieure qui est percée de trous et se rend dans l'espace annulaire E, fait fondre le suif; on s'aperçoit au toucher et par la manœuvre du robinet 3 que le suif renfermé dans C est fondu.

Lorsque le suif est fondu, on ferme le robinet 1, on ouvre 3 et 2; le suif de la cuvette C passe dans le récipient R; on ouvre le robinet 4 placé à la partie supérieure du tube T pour laisser évacuer la vapeur avant même d'ouvrir 2 et 3. Quand on veut à nouveau remplir R après avoir dépensé son contenu, on ouvre le robinet de purge 5 (vue 2); vue 2, la vis V sert à régler le débit du robinet 1.

Fig. 369.

R, réservoir à l'huile.
T, tube de niveau.
V V, mettant les deux extrémités du bulbe en communication avec R.
b, bouchon à vis servant à faire le plein de R.
S, soupape établissant la communication de la vapeur condensée avec la partie inférieure de R.
4, tubulure mettant en communication R avec la soupape S et la partie inférieure du tube T.
S', soupape mettant en communication la partie supérieure de R ou l'huile avec la vapeur.
, tuyau de communication entre S' et le robinet 1.
O, serpentin en cuivre rouge dans lequel doit se condenser la vapeur, le serpentin tout en restant sous la main doit être placé dans un courant d'air et aussi élevé que possible au-dessus du tuyau de vapeur afin de faciliter l'arrivée de l'eau et l'écoulement de l'huile, il faut au moins 0m,50 entre la partie inférieure du serpentin et le tuyau V.
t', tuyau de prise de vapeur à condenser.
2, robinet de communication entre V tuyau de vapeur de la machine et *t'*.



Graisseur système Consolin. — Employé pour graisser à l'huile les organes en contact avec la vapeur, en graissant la vapeur directement.

Ce graisseur automatique communique avec le tuyau V de vapeur par le tuyau *t'* et le serpentin *s* prolongé à sa partie inférieure par le tuyau t_2 débouchant à la partie de droite de la tubulure 4. Un robinet 2 placé sur le tuyau de vapeur règle la vapeur à introduire dans le serpentin 5; une vis *d* placée à la naissance du serpentin, sert à l'évacuation de l'air renfermée dans la vapeur et à un petit jet de vapeur. La présence de l'air serait un inconvénient à la condensation de la vapeur qui circule dans ce serpentin. Une soupape S dite à eau provenant de la vapeur condensée pénètre par la tubulure 4 dans le récipient R qui constitue le réservoir à l'huile; la partie supérieure du récipient R est en communication avec le tuyau à vapeur par le tuyau *t* muni de la soupape à l'huile S'; un tube T de niveau gradué dans la monture est muni des vis *vv* qui permettent la communication du haut et du bas de R, indique le niveau de l'huile et le débit par sa graduation; un robinet 3 à la partie inférieure de R permet de faire évacuer l'eau; quand l'huile aura été employée, un bouchon C taraudé, à la partie supérieure de R, manœuvré par une clé *b* permet de remplir R en versant l'huile dans la cuvette *c*.

Fonctionnement du graisseur. — Fonctionnement supposant le récipient R suffisamment rempli d'huile, son niveau étant indiqué par le tube, le bouchon *b* est fermé ainsi que les robinets 3 et 1; ouvrons légèrement le robinet 2 et la soupape S du serpentin sur le tuyau, ouvrons *d*; et au début pour obtenir la condensation de la vapeur, mouillons légèrement le serpentin, on sent dans le tuyau *t* que la condensation se fait, l'eau arrive à la soupape S, à la tubulure 4 et dans R, en ouvrant la soupape S; en raison des densités entre l'eau et l'huile, l'huile monte dans R en ouvrant la soupape S' et le robinet 1 d'abord avec l'atmosphère, l'huile tapisse la vapeur.

Pour assurer un bon fonctionnement à cet appareil, il faut donc dès le début expulser et l'air du serpentin et celui du dessus du récipient R, et pour cela ouvrir de suite la soupape S' et le robinet à l'atmosphère, cela fait, mettre le robinet en communication 1 avec le tuyau V; ouvrir 2 et S et ouvrir S' ensuite.

Il faut veiller à ce que la température du serpentin ne s'élève pas, que la petite vis *d* laisse l'écoulement se produire d'une façon continue.

(Fig. 370.) — Quelques petites améliorations ont été apportées au principe primitif du Consolin afin de mieux se rendre compte de son débit. La figure 370 représente une de ces modifications qui consiste dans l'adjonction d'un cylindre en cristal rempli d'eau dans lequel la goutte de pétrole s'échappe par le bec R, et monte dans le tube K pour se rendre dans le tuyau de vapeur. Le fonctionnement reste le même.

Une autre modification consiste dans l'adjonction d'un deuxième tube rempli d'eau avant le fonctionnement du godet et dans

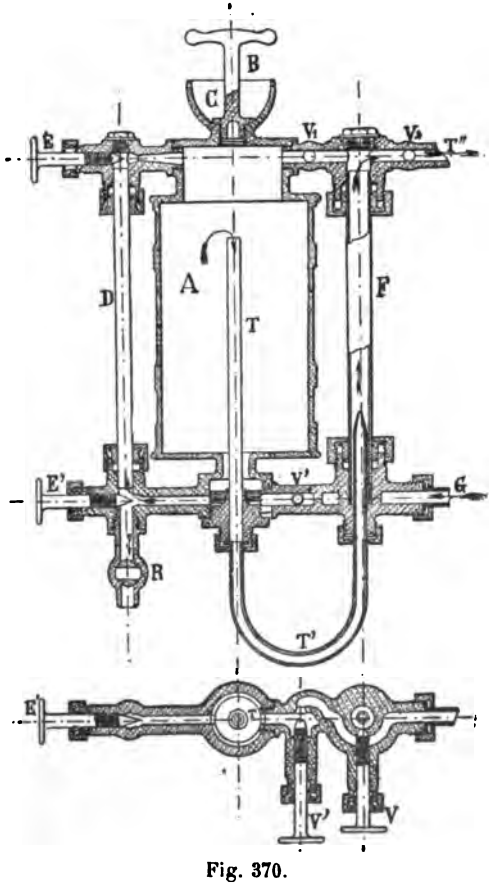


Fig. 370.

T_1, tube intérieur par où descend le pétrole pour se rendre dans T*h*.
T*h*, tube en cristal rempli d'eau dans lequel débouche le tuyau *te* amenant le pétrole.
T*n*, tube de niveau.
V V_1, mettant le tube de niveau en communication avec le godet graisseur.
V_{11} V_{111}, vis isolant le godet et le tube T*h* du tuyau de vapeur.
T*a*, arrivée de l'eau condensée.
V'', vis envoyant directement de l'eau dans le tube T*h*.
V', vis envoyant de l'eau dans le godet.
R, robinet de vidange.
G, cuvette de remplissage.
B, bouchon de remplissage.

lequel s'échappe également la goutte de pétrole pour se rendre dans le tuyau de vapeur.

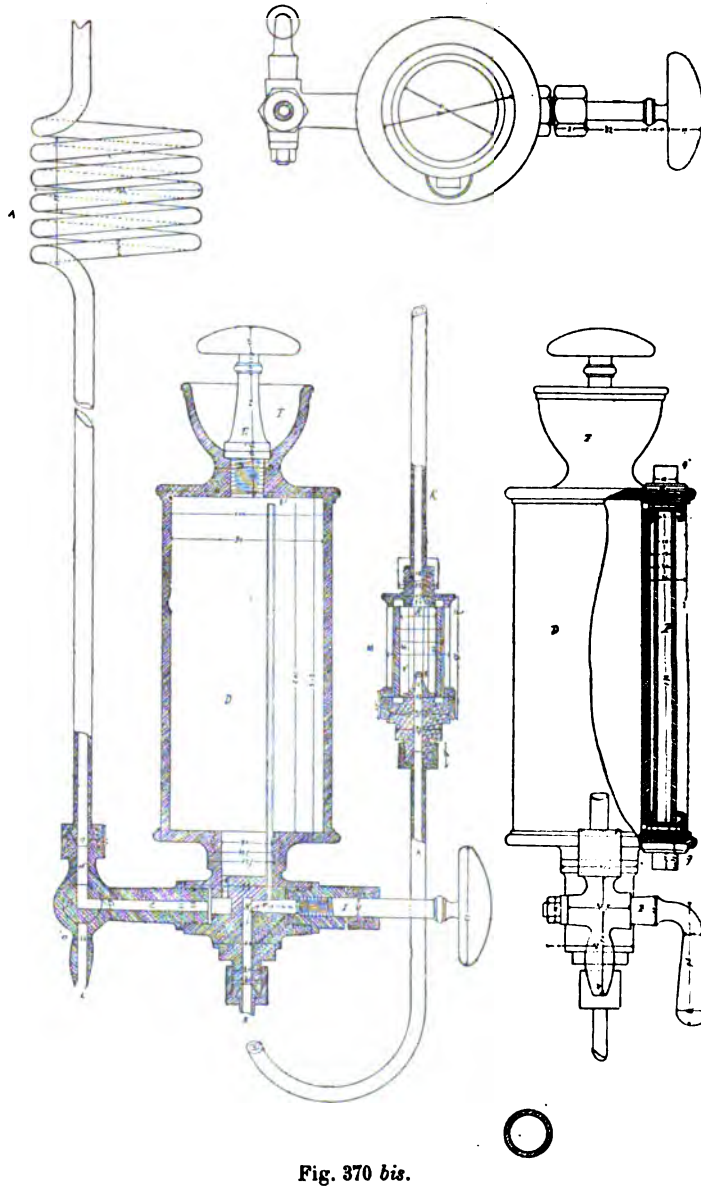


Fig. 370 *bis*.

Godets graisseurs pour les organes n'étant pas en contact avec la vapeur. Bielles, paliers, glissières. — Pour la pièce fixe: paliers et glissières, la disposition consiste tout simplement en un réservoir soit venu de fonte avec le chapeau du palier, soit rapporté portant à son centre une tubulure d'un diamètre intérieur en rapport avec la surface à graisse ou en portant deux, une à chaque extrémité de la longueur du chapeau et dans chaque lumière; on introduit une mèche en laine filée, dont l'extrémité extérieure porte un plomb afin qu'elle ne puisse pas glisser dans la lumière et venir porter sur le tourillon ou la glissière à graisser et qu'elle reste constamment baignée dans l'huile. Pour empêcher cet inconvénient, on surlie l'extrémité qui pénètre dans la lumière avec une petite tige en fil de laiton terminée par un anneau à sa partie extérieure et portant sur la lumière. Cette petite tige sert à l'introduction de la mèche et limite la hauteur de sa pénétration dans la lumière. C'est le mode employé pour les paliers de butée et pour les paliers des arbres.

Fig. 371.

La grosseur de la mèche dépend de l'importance du mouvement à graisser, chaque fil étant un conduit, plus il y en a, plus le débit est considérable. Elles doivent être libres dans la lumière et reposer sur une partie arrondie de la lumière.

Au lieu du graisseur à mèche et dans le but de mieux régler le débit, on emploie la disposition suivante qui consiste en un cylindre en bronze C, muni d'un couvercle à charnière. Au fond de ce cylindre, il existe le siège d'une vis *v* qui démarque plus ou moins l'orifice *o* servant d'écoulement à l'huile, la levée de la vis *v* est maintenue par un ressort *r* portant un couteau s'engageant dans une couronne molletée faisant partie de *v*. Cette vis se visse dans un écrou E rapporté dans un bras fixé au godet.

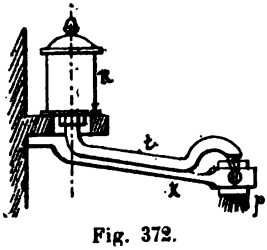


Fig. 372.

Ce godet est vissé sur la pièce à graisser par la tubulure de l'orifice *o*.

Disposition des bielles pour les machines horizontales. — Cette disposition consiste en un godet R dont le débit de l'huile dans le tuyau *t* peut être réglé soit par une mèche, soit par la vis déjà décrite.

Tout le système, selon la disposition de la machine, est porté par une armature rapportée.

L'huile arrivant par le tuyau *t* tombe dans un petit bassin en fer blanc crépiné, terminant la tête d'une brosse plate en crin semblable à celles des peintres, à longs poils et flexibles; ce pinceau

ou brosse oscille autour de deux vis vissées dans les fourches du levier K, ainsi qu'il est indiqué par la vue 3.

La tête et le pied de la bielle porte un godet R' fixé sur la partie fixe de cet organe; ce godet est formé d'une enveloppe extérieure *g* et d'uns *g* intérieure disposée de la manière indiquée par la vue 2.

L'enveloppe extérieure *g'* porte entre ses deux faces verticales 1 ou 2 ou 3 arêtes *a* reliant les deux faces verticales. Ces arêtes pénètrent d'environ 5 millimètres dans le pinceau afin de prendre l'huile qui y est suspendue, lorsque après un tour, la bielle reviendra, elle lèchera de nouveau l'huile qui sera descendue : on règle donc la hauteur de pénétration du pinceau de telle façon que l'huile ait le temps de descendre entre chaque tour, l'affinité des gouttelettes entre elles et leur adhérence sur les poils du pinceau conduisent pratiquement à régler cette hauteur. Si le pinceau était trop enfoncé, il prendrait une oscillation trop rapide et il projeterait l'huile à l'extérieur.

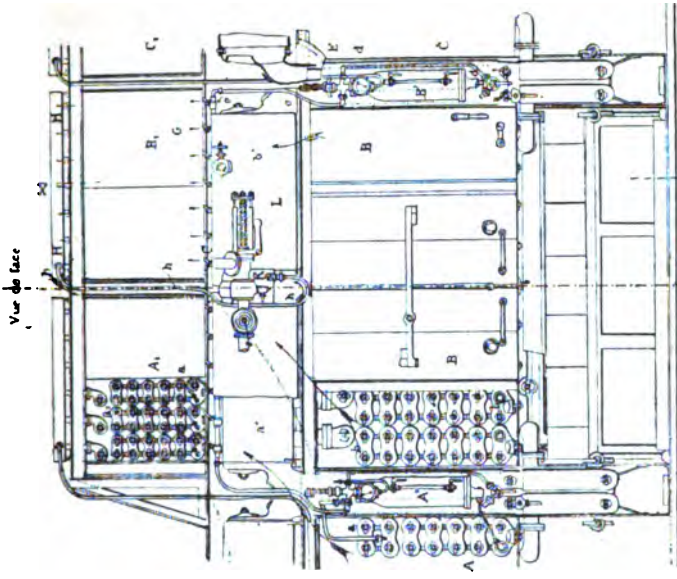
L'huile récoltée par le godet tombe entre les deux faces verticales de *g'* sur la partie arrondie de *g* et de là à la partie inférieure du godet en passant par les orifices multiples *oo* percées dans la cloison inférieure; cette cloison a pour but d'empêcher l'huile d'être projetée dans le mouvement rapide de la bielle; de là l'huile se rend sur le tourillon à graisser. Si la machine est verticale, le godet est prolongé par un tuyau *l* longeant le corps de la bielle et aboutissant par un orifice communiquant avec le coussinet, il y a deux godets graisseurs; un à chaque extrémité. Il faut avoir soin de dégraisser les pinceaux en les lavant à la potasse ou au savon noir, sans cette précaution, les poils se gomment et ne conduisent plus l'huile.

L'usine d'Indret emploie quelquefois pour le graissage des organes, un réservoir unique, de forme rectangulaire, placé dans un endroit très accessible de la machine et possédant autant de vis régulatrices qu'il y a de mouvement à graisser. On règle donc le débit de chaque mouvement à sa demande ; ce système présente l'avantage de pouvoir supprimer momentanément le graissage pendant un arrêt indiqué de la machine. Ce qui est peu possible quand les débits sont séparés.

Dans les machines auxiliaires, on emploie une graisse spéciale logée dans un godet en verre ou en bronze laquelle graisse est pressée par un piston.

NOUVEAU GÉNÉRATEUR BELLEVILLE

Marche de l'eau d'alimentation. Exemple sur le générateur B. — L'eau refoulée par la pompe alimentaire franchit le robinet d'arrêt D' monte par le tuyau *d* et arrive au régulateur automatique E



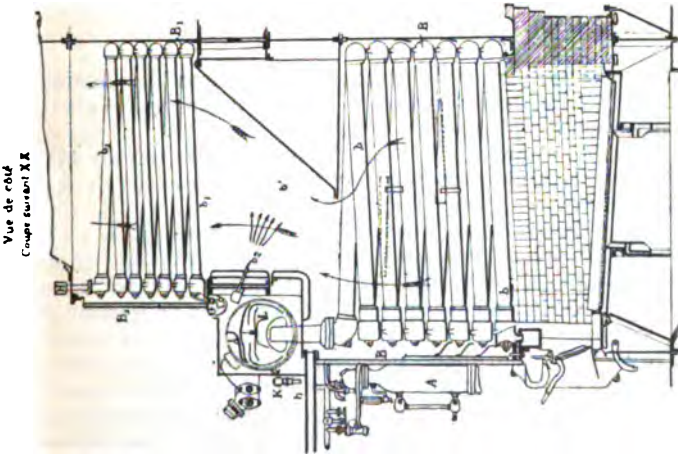


Fig. 373.

CÉNÉRATEURS BELLEVILLE

A, B, C, générateurs placés côte à côte.
a, *b*, éléments vaporisateurs des générateurs A et B.
A_1, B_1, C_1, économiseurs des générateurs A, B, C.
a_1, b_1, éléments des économiseurs A_1, B_1.
a', *b'*, chambre de combustion complémentaire des gaz entre les éléments vaporisateurs *ab* et les éléments économiseurs a_1, b_1.
b_2, jets d'air destinés à mélanger intérieurement les gaz dans la chambre de combustion *b'*.
A', B', régulateur automatique d'alimentation des générateurs A et B.

qui règle l'alimentation à la marche du générateur. Du régulateur E l'eau se rend par le tuyau *e* dans le collecteur G de l'économiseur B, d'où elle est distribuée dans les éléments de cet économiseur.

L'eau s'échauffe en circulant dans les éléments $b_1'b_1$ de l'économiseur, elle sort de ces éléments et se rend par le collecteur H et le tuyau L à l'injecteur d'alimentation K placé sur le front de l'épurateur L comme dans le type ordinaire des générateurs Belleville.

Teintes conventionnelles pour les tuyaux. — Il était de toute nécessité pour reconnaître à première vue les fonctions des différents tuyaux qui circulent dans toutes les parties du bâtiment de leur donner des teintes conventionnelles pour chaque nature du fluide qui circulait dans chacun d'eux et de distinguer par une teinte continue les opérations ou les arrivées des foulements ou des sorties dont la teinte présente des anneaux seulement. En dehors de ces mesures, en outre des indications teintées, il existe encore fixées aux tuyaux dans les principaux compartiments qu'ils traversent des plaques indicatrices de leurs emplois en cuivre jaune. Les sens des manœuvres des différents robinets qu'ils comportent sont également indiqués ainsi que la position, la hauteur, les dimensions des différentes prises d'eau, et l'indication qu'elles sont ou non munies de crépine afin que l'on puisse les tamponner en cas de besoin.

Différentes nuances des tuyaux et dispositions des teintes. — 1° Tuyau d'admission de vapeur, *rouge-plein*, minium sur le tuyau vermillon sur les plans.

2° Tuyau d'évacuation de vapeur. Anneaux alternés de 0,50 cm. hauteur de rouges et blancs; même peinture sur le tuyau de prise de vapeur du réfrigérant.

3° Tuyau d'extraction des chaudières, *vert foncé plein*.

4° Tuyau d'aspiration des pompes à la cale. Ocre jaune tirant sur le chamois, plein pour l'aspiration, à anneaux alternés, blanc et ocre pour le refoulement; terre de Sienne mêlée de gomme-gutte pour les plans.

5° Tuyautage d'eau douce. *Bleu pour l'aspiration*; anneaux bleus et blancs pour le refoulement. Même couleur de peinture pour l'aspiration et le refoulement des pompes alimentaires aux bâches ou aux condenseurs quand ces derniers sont par surface, de même pour la décharge accidentelle.

6° Tuyautage d'air comprimé. *Violet plein* pour le refoulement des pompes aux appareils; anneaux violets et blancs pour l'évacuation des appareils.

7° Tuyautage d'air *vert clair* pour les arrivées d'air frais.

DESCRIPTION DU SCHÉMA D'UNE MACHINE A TROIS CYLINDRES ÉGAUX ET A INTRODUCTION AU CYLINDRE-MILIEU, FONCTIONNEMENT

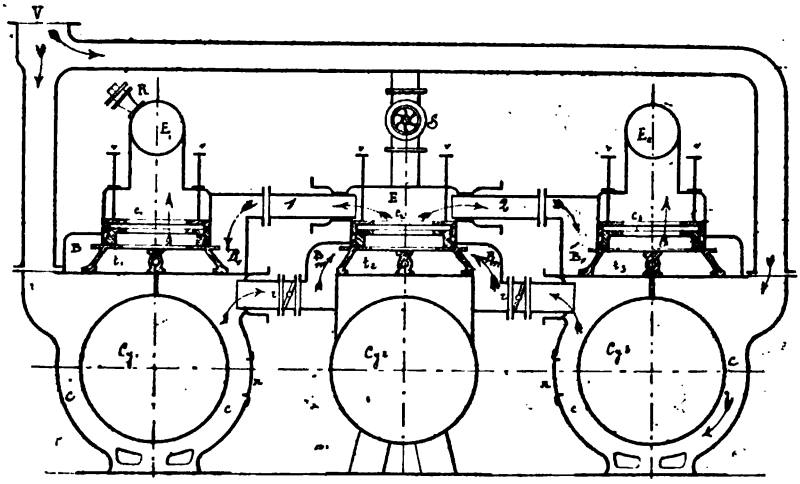


Fig. A. — Vue 1.

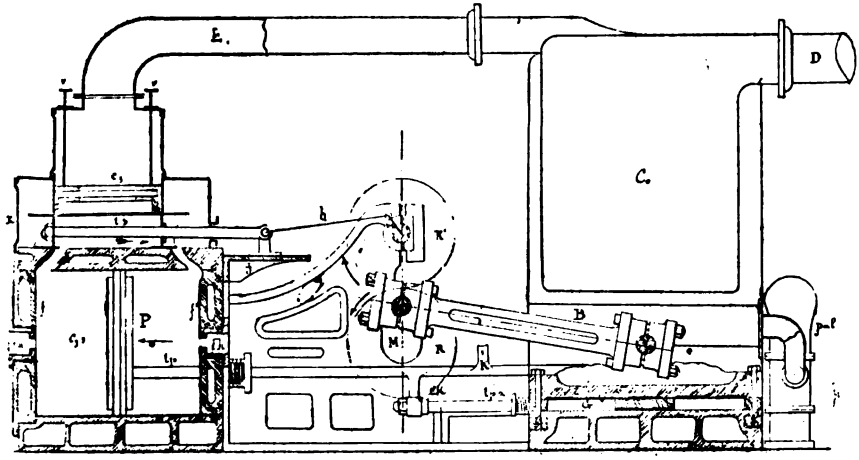


Fig. A. — Vue 2.

Cy Cy_1 Cy_1, cylindre AV, M, AR.
e e e, chemises ou enveloppes des cylindres.
n n, portes de visite des chemises.
B B, B*m*, boîtes à tiroir.
x, porte de visite des boîtes à tiroir.
t_1, t_2, t_3, tiroirs à coquille à dos percé.
c c c, cadres avec garnitures montés sur le dos des tiroirs formant compensateurs et appuyés par des vis *v v*.
v v v, vis appuyant le compensateur sur le dos du tiroir.
V, tuyau d'arrivée de vapeur des chaudières.
E_1, E_1, tuyau d'évacuation des cylindres extrêmes aux condenseurs.
P, piston à vapeur.
tp, tige inférieure du piston.
f, fond du cylindre.
f', couvercle du cylindre.
th th, trous d'homme des fonds et couvercles.
B, grande bielle.
M, manivelle de l'arbre moteur.
b, bielle du tiroir.
m, manivelle du tiroir.
G, glissière du grand piston.
g, glissière du tiroir.
tpa, tige de la pompe à air.
K, bras de la tige du piston conduisant la pompe alimentaire.
pal, pompe alimentaire.
Co, condenseur.
D, sortie de l'eau de circulation.

8° Carmin pour l'air vicié.
9° Tuyautage d'eau venant directement de la mer.

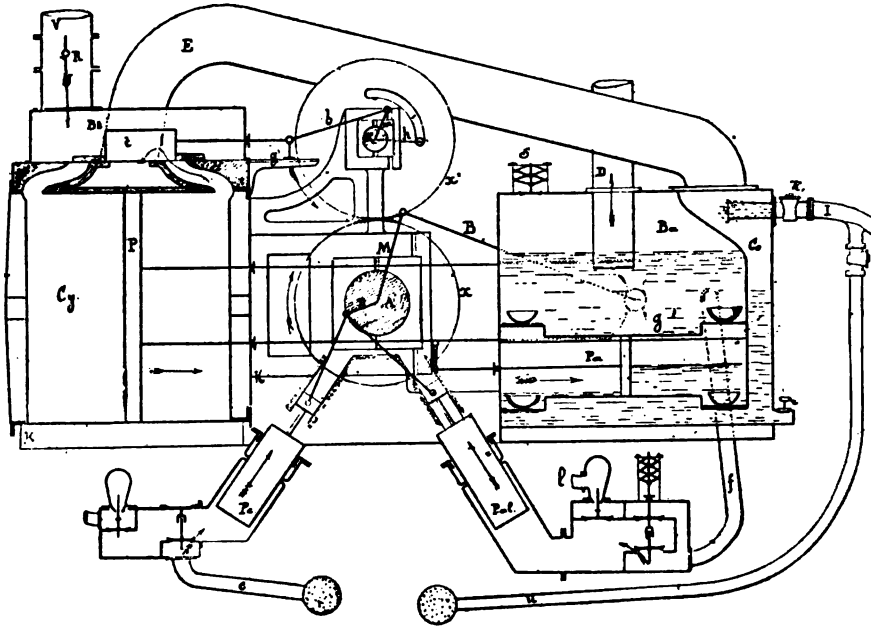


Fig. B. — Vue et coupe brisée.

V. arrivée de la vapeur des chaudières.
R, registre de vapeur.
Bt, boîte à tiroir.
t, tiroir à coquille.
Cy, cylindre.
P, piston.
K K, purge du cylindre.
T T, tiges du piston.
A, arbre moteur.
M, manivelle motrice.
B, bielle motrice.
x x', roues de mise en train.
A D, manivelle conduisant les pompes alimentaires Pal et de cale Pc.
l, refoulement des pompes alimentaires f.
f, aspiration.
tp, trop plein des pompes alimentaires.
c, aspiration de la pompe de cale.
cr, refoulement de la pompe de cale.
ba, bielle de commande de la pompe alimentaire.
bc, bielle de commande de la pompe de cale.
ah, bras d'entraînement de la bielle b du tiroir.
E, évacuation de la vapeur au condenseur Co.
Ba, bâche.
Ri, robinet régulateur de l'eau d'injection,
I, arrivée de l'eau de l'injection de la mer.
I', arrivée d'eau d'injection de la cale.
RI', robinet régulateur de l'eau d'injection de la cale.
Ba, bâche.
D, tuyau de décharge.
S, soupape de sûreté de la bâche.
r, reniflard.
Ca Ca, clapets d'aspiration.
Cr Cr, clapets de refoulement.
P'a, pompe à air.
gg, glissière de la traverse des tiges TT.

Les collecteurs d'eau venant directement de la mer, tuyautage pour noyer les soutes à poudre, tuyau d'incendie, à lavage, des

MACHINE A PILON DÉJA DÉCRITE AUX CHAUDIÈRES, SCHÉMA DONNANT LA NOMENCLATURE DES ORGANES

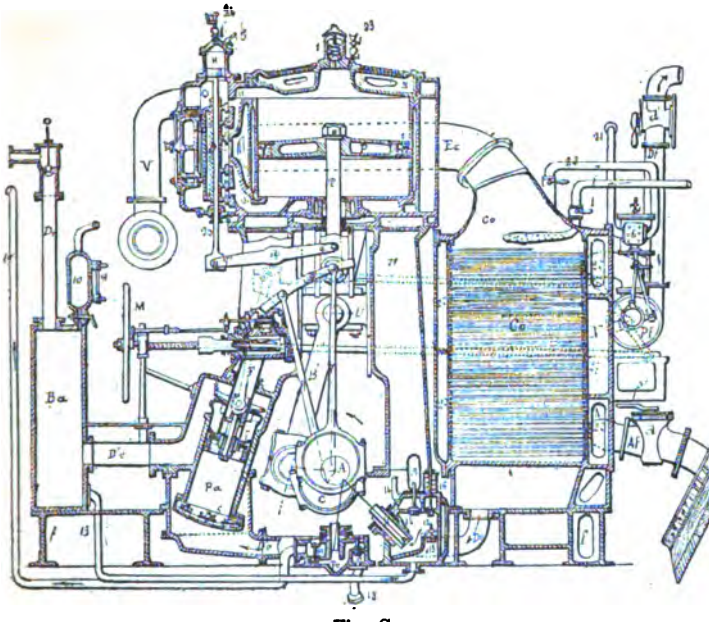


Fig. C.

A, arbre à manivelles.
B, bielle motrice.
C, cylindre avec chemise.
Co, condenseur.
D, tiroir équilibré.
D'e, aspiration de la pompe à air.
D''e, refoulement de la pompe à air.
De, décharge accidentelle.
Ec, tuyau d'évacuation au condenseur.
Af, arrivée d'eau de circulation.
d, prise d'eau de circulation.
Dp, refoulement de la pompe de circulation.
F, piston à fourreau de la pompe à air.
H, piston équilibrant le tiroir.
I, injection directe au condenseur (robinet I).
i, tuyau de l'injection directe dans l'intérieur du condenseur.
M, mise en train à vapeur.
P, piston à vapeur de la machine principale.
Pa, pompe à air.
Ff, turbine.
S, secteur de Stéphenson.
u, patin de glissière.
b, bielle de la pompe à air.
b', cylindre à vapeur de la turbine.
e e', excentriques des tiroirs.
f f f, bâtis de la machine.
q q q, bielles des excentriques.
q' q' q', leviers actionnant les tiroirs.
r, tuyau de vapeur.
T, tige du piston moteur.
1, soupape de sûreté du cylindre.
2, garniture du piston à vapeur.
3, enveloppe du couvercle.
4, presse-étoupe de la tige du piston à vapeur.
5, robinet mettant en communication le piston H compensateur du tiroir avec l'atmosphère.
6, clapets de pieds de la pompe à air.
7, clapets du piston.
8, clapets de tête ou de refoulement de la pompe à air.
9, niveau d'eau de la bâche.
10, colonne ou récipient du niveau.
11, pompe alimentaire.
12, clapet d'aspiration.
13, tuyau d'aspiration.
14, clapet de refoulement.
15, réservoir d'air.
16, clapet de sûreté.
Pc, pompe de cale.
17, clapet d'aspiration de la pompe de cale.
18, tuyau d'aspiration.
19, clapet de refoulement.
19', tuyau de refoulement.
20, compensateur du tiroir de la machine principale.
21, prise de vapeur de la turbine.
22, évacuation de vapeur de la turbine au condenseur.
23, graisseur du cylindre de la machine principale.
24, graisseur du tiroir de la machine principale.
25, tige du tiroir.
26, presse-étoupe de la tige du tiroir.
27, coquilles du condenseur.

pompes de circulation et tous ceux où circule de l'eau venant de la mer sont peints en noir plein pour les aspirations et par anneaux noirs et blancs pour les rofoulements. Les raccords pour les manches à incendie sont peints en rouge vif.

S. Soupape additionnelle qui permet d'introduire de la vapeur dans les boîtes à tiroir des cylindres extrêmes pour faciliter la mise en marche de la machine, lorsque la manivelle-milieu est dans certaines positions.

R. Robinet d'air fixé sur l'un des tuyaux d'évacuation de l'un des cylindres extrêmes pour faire tomber le vide et stopper plus rapidement, et éviter les retours sur elle-même de la mise en train, système Mazeline, lorsque l'on manœuvre la machine. Ces effets brusques de la mise en train en sens contraire du mouvement qu'on lui imprime se produisent dans ces systèmes de machines; et il faut bien se tenir sur ses gardes lorsqu'on les manœuvre.

Fonctionnement. — La vapeur qui arrive de la chaudière par le tuyau V se répand dans les chemises des cylindres extrêmes, passe par les deux registres *rr* d'admission de vapeur dans la boîte à tiroir du cylindre central M, et de là dans le cylindre où elle produit son effet; après, elle est ensuite évacuée de B*m* par l'orifice C*v* du dos du tiroir et les tuyaux 1 et 2 aux boîtes à tiroirs B_1 B_1 des cylindres extrêmes; après y avoir fait son effet, elle est évacuée par les orifices e_1 e'_1 du dos des tiroirs des cylindres extrêmes et de là aux condenseurs par les tuyaux E_1 E_1.

DESCRIPTION ET REFOULEMENT D'UNE MACHINE A BIELLE EN RETOUR ET A CONDENSATION PAR MÉLANGE (fig. B).

La description des pièces concernant les cylindres, les détentes, les tiroirs, etc., est exactement la même que celle d'une machine à condenseur par surface; la différence existe dans les organes relatifs au condenseur.

CHAPITRE II

MONTAGE DES MACHINES

Le montage des machines est l'opération qui consiste à les fixer dans un endroit du bâtiment, désigné par le constructeur, afin d'en obtenir le meilleur fonctionnement et la plus grande utilisation du propulseur. Toutes les pièces seront donc montées de telle façon que celles qui glissent ou tournent n'éprouvent dans leur mouvement d'autre frottement que celui qui résulte de leur poids et des efforts qu'ils supportent. Il faut, en un mot, conserver aux axes les mêmes positions que celles du plan de construction. Toute déviation donnerait lieu à du gauche et par suite à des échauffements.

Instruments employés dans le montage. — Dans le montage, on fait usage de fil de soie ou d'archal très tenu enroulé sur des bobines, de poids pour les tendre, de règles, d'équerres en bois,

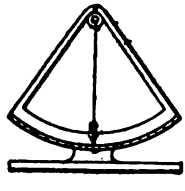


Fig. 374.

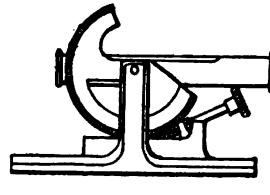


Fig. 375.

du niveau de monteur (fig. 375) ou de celui de maçon (fig. 374) et des voyants.

Répères pris pendant la construction et le montage provisoire à l'atelier. — Pendant la construction, il faut avoir soin de reproduire : 1° les tracés des axes des cylindres sur leurs collerettes des fonds, sur leurs plaques de fixation, sur la plaque de fondation s'il y en a une; ces traces sont obtenues par deux plans dia-

métraux perpendiculaires dont l'un passe par l'axe de l'arbre moteur et l'autre par les axes des cylindres ;

2° La trace du plan perpendiculaire à l'arbre sur les glissières, sur la glace des cylindres ; ces repères sont même indiqués sur les cloisons à portée de ces pièces ;

3° La trace de l'axe de l'arbre sur les faces des coussinets, sur celle des bâtis qui les portent, sur la plaque de fondation.

Repères pris pendant le montage à l'atelier. — Un plan de pose semblable à celui qui existera sur le navire étant établi à l'atelier, on trace sur ce plan de pose, la trace du plan diamétral, ainsi que les axes des cylindres.

Fig. 376.

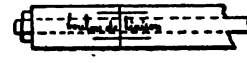


Fig. 377.

La plaque de fondation fixée, les cylindres en place, sur leurs oreilles de liaison entre eux, on fait un trait au burin (fig. 376), on perce un trou dans lequel on place une broche dite d'assemblage ; ces repères doivent coïncider après le montage à flot. On fait aussi quelquefois des traits sur les massifs d'assemblages des cylindres, aux bâtis qui supportent les paliers de l'arbre ; ces traits servent à indiquer la flexion ou l'ouverture du navire (fig. 377).

Gabarits servant à établir la position des pièces fixes sur les carlingues et à établir l'emplacement exact des vis de fixation. — Relever exactement sur les gabarits rigides les axes et les trous des pièces à fixer : une fois les carlinges préparées, présenter ces gabarits au lieu des pièces, établir exactement leur position cela fait amener les pièces.

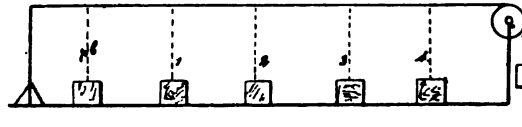


Fig. 378.

Détermination de la flèche d'un fil (fig. 378). — Le fixer par une de ses extrémités sur un montant dressé sur un plan horizontal, sus-

pendre à son autre extrémité passant sur une poulie mobile montée sur un deuxième montant de même hauteur que le premier, prendre en différentes positions les inflexions du fil par rapport au plan. Pour utiliser cette observation, prendre la longueur du fil égale à celle de l'arbre, observer la flexion à des positions représentant celles des paliers, élever alors les axes en ces points de la quantité trouvée.

Employer toujours le même poids pour obtenir la même flèche.

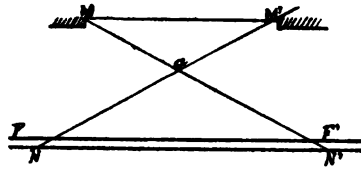


Fig. 379.

Plan diamétral (fig. 379). — On appelle *plan diamétral* le plan perpendiculaire aux barrots et à la quille et partageant le navire en deux parties symétriques. Les traces de ce plan sont laissées sur les faces verticales des hiloires MM' et sur le milieu de la carlingue, de quille. Dans le cas où les traces ne seraient pas marquées; il suffirait de prendre le milieu des faces intérieures et verticales de l'hiloire du grand panneau situé au-dessus de la machine et deux points pris sur le milieu de la carlingue de quille, unir ces points en diagonale, les amener dans un même plan se tangentant en *a*. — Prendre un troisième fil FF', le faire glisser sur MN et M'N', l'enduire de blanc, le pincer et l'abandonner, il laissera la trace sur la carlingue de quille.

Déterminer l'affaissement que prend un navire en bois par sa mise à flot. — On peut considérer l'emplacement de la machine comme rigide et rechercher la courbure du pont on chute de l'arrière par rapport à cet emplacement.

Placer trois voyants, l'un sur l'avant du panneau de la machine, un deuxième sur l'arrière et un troisième tout à fait à la partie ℞. — sur cale, ces trois voyants sont mis en ligne droite; après la mise à l'eau, constater la différence dont on tient compte, pour le placement du tube d'étambot si le navire est à hélice, et si on doit placer ce tube dans le bassin; il faut avoir soin d'élever son centre de la quantité trouvée augmentée de 1/5 environ à cause de l'affaissement graduel que prend un navire avec les poids qu'il supporte. Ainsi, si l'on trouve une première déformation de 5 centimètres, cela équivaut à une déformation totale de 6 centimètres; c'est donc de 6 centimètres qu'il faudra relever le centre

du tube ou l'axe de l'arbre ; si la longueur de l'arbre est de 20 mètres, il y aura donc un affaissement progressif de 60/20 3 millimètres par mètre ; le premier palier de l'arbre sera de 3 millimètres plus élevé que celui de la machine.

Détermination du plan de pose, triquetage dollage des carlingues. Montage d'un appareil à roues. — Le montage peut être fait sur cale pour de petits appareils et dans un cas pressé, mais il est toujours préférable de l'opérer à flot pour éviter les changements dans le parallélisme produit par l'affaissement du bâtiment. Les navires en fer présentant plus de rigidité auraient moins d'inconvénients.

Fig. 380.

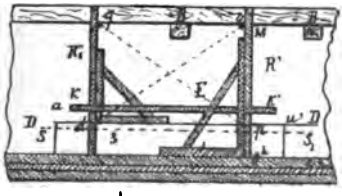


Fig. 381.

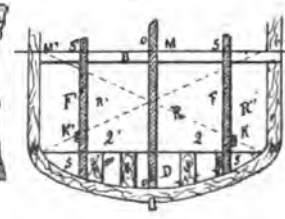
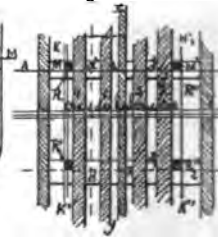


Fig. 381 *bis*.



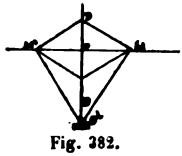


Fig. 382.

Dans le cas d'un montage d'un appareil, la position de l'arbre étant indiquée en hauteur, en direction par rapport à la quille et à une distance précise dans le sens de la longueur du bâtiment, c'est donc par rapport à l'axe de cette pièce et en tenant compte des conditions indiquées que le plan de pose sera déterminé. Pour appareils à roues (fig. 380), l'arbre moteur passe au milieu, M et M de la distance entre deux baux B et B' consolidant le bâtiment en cet endroit. — Prendre les milieux, M et M' (fig. 381) sur chaque muraille, les unir par un fil MM'; tracer le plan DD diamétral (fig. 382), amener MM' (fig. 382), perpendiculaire à ce plan, soit par équerre, soit par obliques égales. Cela fait, du point O rencontre de MM' avec le plan BD, tirer OO^h (fig. 382), amener OO^h perpendiculaire (fig. 380) à la trace xy du plan DD sur le milieu de la carlingue de la quille à l'aide d'équerre E, — branche horizontale appuyée sur xy, branche verticale tangenter OO^h (fig. 380). — Mener ensuite fil NN' transversalement perpendiculaire à OO^h affleurant carlingues 1,2,3,4 ; tirer fils MN' et M'N amener MM' NN' dans même plan en faisant tangenter fils MN'-M'N (fig. 381). NN' représente projection de MM' sur faces supérieures des carlingues. Porter

sur O^hO, à partir O^h, la hauteur de l'arbre au-dessus de la carlingue de quille, cette hauteur peut être supérieure à O^hO ou inférieure, supposons-la égale, MM' représente la position de l'axe de l'arbre, autour des centres MM', percer les trous de passage, prolonger MM' pour indiquer la position des paliers extérieurs.

Élever dans le plan MN' M'N, sur les faces extérieures des carlingues 1 et 4 les perpendiculaires R'R'', parallèles à O^hO, sur ces perpendiculaires et à partir de leur rencontre S'S avec MM' porter les distances SS_1 et $S'S'_1$ de l'arbre au-dessus des carlingues, augmenter ces distances de 2 à 3 centimètres, afin de pouvoir corriger les irrégularités du plan de pose par des coins.

Élever sur l'arrière des mêmes carlingues 1 et 4 deux autres perpendiculaires $R'R''_2$, mettre $R'R'_1$ et $R''R''_2$ (fig. 380) dans le même plan à l'aide de fils *qp* et *ad* et porter sur ces dernières les mêmes distances, placer ensuite parallèlement à la quille et perpendiculaires aux règles $R'R_1$ — $R''R''_2$ deux règles KK — K'K' reposant sur des taquets; à l'aide d'un trusquin, tracer sur les faces des carlingues les lignes indiquées. Cette opération est le *triquetage* des carlingues. Enlever ensuite l'épaisseur SU,S'U' supérieure au plan de pose]; c'est *doller* les carlingues. Tracer un deuxième contour parallèle en dessous du premier pour vérifier ce dernier après le *dollage*. Retracer ensuite NN' sur les faces supérieures des carlingues : les points extrêmes étant laissés sur les faces verticales de 1 et 4.

Le plan ainsi préparé, on peut procéder au montage.

Premier cas. **L'appareil est à deux cylindres verticaux à mouvement direct.** — Porter de chaque côté de la trace *xy* (fig. 383) les distances OO^h des cylindres. Amener les axes de la plaque de fondation à coïncider avec *xy* et MM'; placer préalablement le gabarit de cette plaque et tracer les trous de fixation des vis, fixer ces vis. — La plaque de fondation fixée, vérifier les hauteurs *mn*, *m'n'* et les cylindres par les fils *ff* et *f'f'*, les axes des cylindres doivent tangenter MM'.

Après le montage des cylindres, placer des règles passant par leurs axes, porter sur ces règles les espaces neutres du fond, l'épaisseur des pistons, leur course, la longueur de la bielle et de la manivelle, ces longueurs vérifient *mn* et *m'n'*.

Deuxième cas. **Les machines peuvent être inclinées et présenter les deux dispositions suivantes** (fig. 385 et 386). — Tracer comme précédemment plan diamétral et position de l'arbre, prendre hauteur OO^h; déterminer plan de pose avec les données du dessin; faire coïncider les axes des cylindres (fig. 385) avec *xy* et (fig. 386) avec les deux axes *cc-c'c'* tracés parallèlement à *xy* et à l'écart donné

par les cotes du dessin. Ces axes coïncidant, les plaques de fondation occupent la position du plan d'exécution.

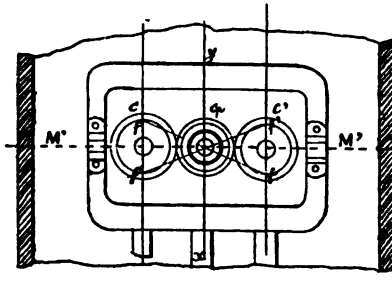


Fig. 383.

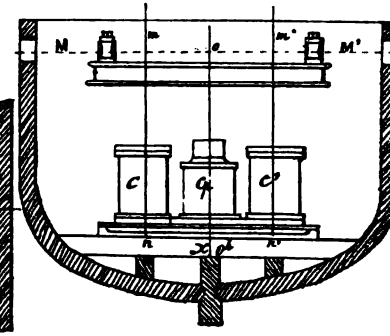


Fig. 384.

Comme vérification, placer une règle passant par l'axe de CC et par le centre O de l'arbre, prendre sur cette règle une longueur

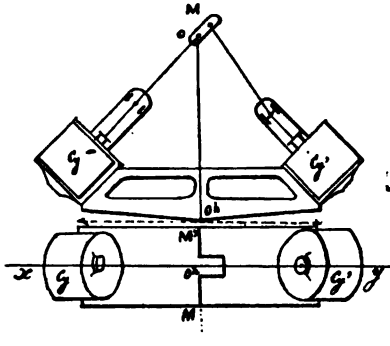


Fig. 385.

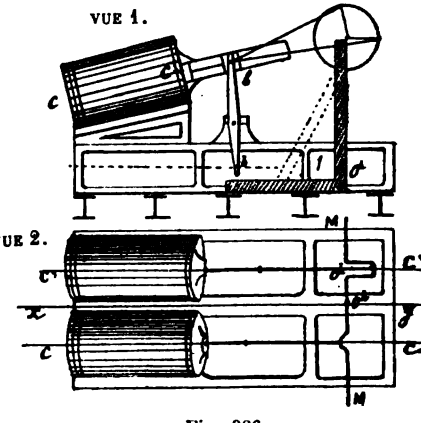


Fig. 386.

égale à celle de la bielle de la manivelle et l'épaisseur du piston, on doit trouver au fond du cylindre l'espace neutre.

Cas d'une machine à balanciers (fig. 381 *bis* et 387). — Prendre à partir de O sur NN' deux longueurs égales aux distances des axes des cylindres à xy, tracer les axes QQ-Q'Q' passant par les centres des cylindres à vapeur et ceux de la pompe à air, sur ces axes porter, à partir de la projection de l'arbre, les distances dd_1 $d'd'_1$, on obtient

les centres des cylindres en d et d'_1. Tracer les axes des balanciers qui passent par les milieux, dd_1 et $d'd'_1$, tracer exactement sur les carlingues l'encadrement de la plaque de fondation, la faire coïncider avec les lignes, appliquer les gabarits, faire correspondre les axes, tracer les trous des vis de fixation, mettre ces vis en place en se servant d'une équerre pour assurer leur perpendicularité, représenter les gabarits, — amener les plaques de fondations sur les cales, faire coïncider les repères — serrer sur cales, remplir les espaces avec des coins en chêne enfoncés à force. Monter les cylindres, faire joints au mastic de fer, vérifier le parallélisme par des règles RR appliquées sur leur collerette et par le prolongement de leurs axes, tendre les fils ff' et prendre la distance hh constante.

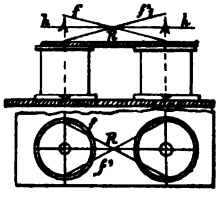


Fig. 387.

Monter les condenseurs, faire les joints au mastic de fer, fixer les axes des balanciers, vérifier leur hauteur avec une jauge par rapport à la plaque de fondation. Après les avoir clavetés, les sceller au mastic de fer. Dans l'espace annulaire du manchon intérieur au condenseur laissé libre, monter les pompes à air. — Monter les boîtes à tiroir, faire les joints au minium avec interposition d'une toile métallique étamée, ou avec filet de toron ou du chanvre. — Dans les appareils de petite dimension, à haute pression, faire ces joints avec une feuille de papier trempé dans l'huile de lin. — Nettoyer les surfaces qui doivent être réunies; monter les boîtes de détente si l'appareil en est pourvu.

Cas d'une machine oscillante sans transmission. — Dans ces machines, la plaque de fondation qui est évidée pour laisser les cylindres libres dans leur oscillation, repose sur un massif $mnpq$ chevillé sur le fond du navire, et sur la carlingue de quille. Comme dans les autres appareils, prendre les milieux MM' de la distance des baux B et B', unir ces milieux MM', du point de rencontre O (fig. 389, 388) avec le plan diamétral, mener OO^h, placer une règle R (fig. 388, 389 et 390) sur la face supérieure du massif quadrangulaire $mnpq$, amener arête de cette règle, par deux équerres e et e' à se confondre avec la trace xy (fig. 390, 388) à l'aide d'une troisième équerre E s'appuyant sur R, amener OO perpendiculaire sur yx. A l'aide de deux compas placés aux extrémités de R, on la place toujours parallèle à xy, prendre sur O^hO la distance, de l'arbre au-dessous de la carlingue de quille, assurer la position de l'arbre en hauteur soit MM' élever parallèlement à O^hO deux règles R' et R'' perpendiculaires à NN', perpendiculaires elles-mêmes à O^hO et toutes situées dans le plan MM'NN', porter

sur R' et R'' les distances SS,S'S' de l'arbre au-dessous de la plaque de fondation, — enlever *u's'* et *us* sur le massif à l'aide d'une règle K. On peut placer d'autres règles $R'R'_1$ $R'_2R'_3$ aux angles du plan de pose et porter les mêmes hauteurs SS,S'S'. — Le plan de pose étant déterminé, représenter le gabarit, déterminer les trous de fixation des vis; cela fait amener, les plaques de fondation, les fixer, monter les paliers des tourillons — monter les cylindres, les pompes à air, les bâches — tracer les trous de l'axe moteur, établir au centre des cinglots, prolonger cet axe pour le placement des chaises et des paliers extérieurs.

Vérification de la plaque de fondation. — La ligne de briquetage ayant été déterminée pour établir le plan de pose et une deuxième menée parallèlement; il faut que tous les points de la plaque aient la même distance par rapport à cette ligne. Pour sa hauteur par rapport à l'arbre reprendre avec une jauge les distances SS, S'S', elles doivent tangenter le fil MM' représentant la position et la direction de l'axe de l'arbre. Monter les cylindres après vérification des axes des paliers ; emmancher avant leur mise en place le tuyau d'émission au condenseur. Fixer la tige du piston sur le disque, le placer dans le cylindre avant le montage des bâtis ou colonnes qui supportent l'entablement afin de rendre l'opération plus facile.

Monter l'entablement, déterminer le centre des paliers qui généralement venus de fonte avec; ils doivent se confondre avec MM', sinon, toucher sur les coussinets pour que cette condition soit remplie, les axes des paliers étant déterminés ainsi que ceux des paliers des tourillons, ces axes doivent être dans le même plan et parallèles; vérifier les distances à l'aide d'une jauge.

Monter les chaises (fig. 391). — Prolonger l'axe MM' des roues, prendre le centre des coussinets, prendre leur hauteur OO^P par rapport à la base du palier, mener une ligne CD parallèle à la quille plus élevée que O^P de 2 ou 3 millimètres pour obvier aux déformations du navire. Amener l'entablement de la chaise à se confondre avec cette ligne; maintenir la chaise fixe, percer les trous des boulons de fixation.

Montage des pièces mobiles. — Monter les pistons, monter le disque sur sa tige.

1° Placer la garniture des pistons (voir le serrage aux machines horizontales); mettre la couronne, placer le couvercle, le chapeau du presse-étoupe.

2° Monter les arbres des roues; placer les cales de touche de leurs manivelles; monter ensuite l'arbre intermédiaire, monter

les soies, les introduire dans l'œil des manivelles extérieures, les claveter sur les manivelles de l'arbre intermédiaire.

3° Monter sur l'arbre intermédiaire les excentriques de distribution sur les arbres extérieurs les excentriques et accessoires de détente.

4° Claveter les têtes des tiges des pistons à vapeur : monter les coussinets, articuler ces tiges aux soies des manivelles.

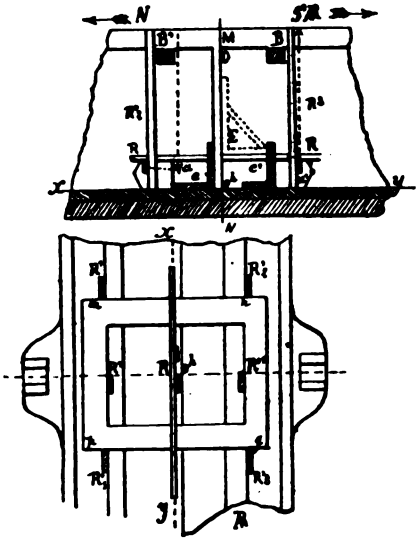


Fig. 388 et 390.

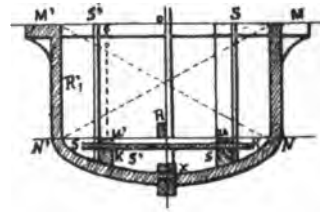


Fig. 389.

5° Monter les tiroirs, l'arc de Penn, les accessoires de mise en train-enclenchement.

6° Monter les organes de détente variable, selon leur système; monter les accessoires d'enclenchement.

7° Monter les organes de purge des cylindres, des tiroirs et des détentes.

8° Monter les pistons des pompes à air, claveter les disques sur leur tige en même temps que les charnières des clapets et leurs butoirs ; monter les couvercles ; introduire les presse-étoupe s'ils sont en une seule pièce, monter les té de chaque tige, mettre les coulisseaux en place ; monter les glissières, passer et fixer leurs entretoises de jonction; monter les bielles.

9° Monter les tuyaux et organes d'injection, pompes alimentaires et de cale.

10° Faire tous les joints, cylindres, boîtes à tiroirs et détente.

11° Monter le tuyau d'arrivée de vapeur, registre et accessoires.

12° Monter les roues.

13° Installer les organes de graissage et les installations pour virer la machine ; faire les différents presse-étoupe ; unir la machine aux chaudières.

Vérification d'une machine oscillante après un fonctionnement prolongé. — Les pompes à air étant placées dans l'axe du bâtiment, on peut admettre qu'elles ne participent à aucune déformation du bâtiment; c'est donc par rapport à ces organes qui ont conservé leur position primitive que la rectification s'établira.

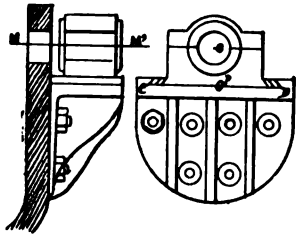


Fig. 391.

Cette vérification consiste :

1° Vérifier les axes des tourillons. — 1° En hauteur; 2° en direction par rapport à l'avant ou à l'arrière. Pour cela déterminer les axes des pompes

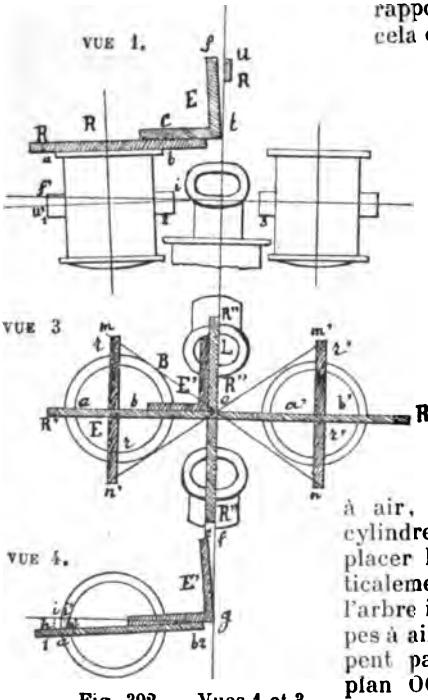


Fig. 392. — Vues 1 et 3.

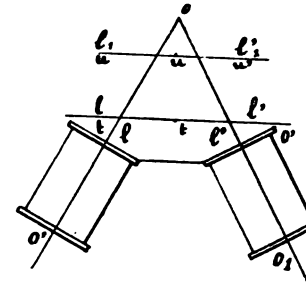


Fig. 392. — Vue 2.

à air, se servir des extrémités des cylindres qui n'ont subi aucune usure; placer le vilebrequin des pompes verticalement, déterminer le centre O de l'arbre intermédiaire, les axes des pompes à air OO', OO_1 (fig. 392, vue 2) se coupent par ce centre; tracer dans le plan $OO'O_1$ deux lignes *ll'*, $l_1l'_1$; *ll'* un peu au-dessus des collerettes des cylindres à vapeur, placer ceux-ci verticaux, placer sur leurs collerettes une règle RR dont une arête *ab* se confond avec la trace des tourillons sur les collerettes, appliquer une équerre E dont une des branches repose sur R l'autre doit tangenter les fils *ll'* (vues 1, 2) $l_1l'_1$; si cette condition existe les tourillons sont bien en hauteur. S'il existe une diffé-

rence uf, établir la proportion $\frac{uf}{ft} = \frac{f'u'}{iu'}$ résultant de la proportionnalité des axes uf, $u'f'$ aux rayons ut et iu' (vue 1) d'où $f'u'$, ou épaisseur de la cale à mettre sous le tourillon $= \frac{fu \times u'i}{ft}$.

Faire la même opération pour chaque cylindre.

2° En direction. — Tirer la règle R'R' sur les collerettes (vue 3) dont l'arête ab $a'l'$ se confond avec les traces des centres des tourillons, tirer une autre règle R"R" tangentant les axes OO', OO_1, appliquer une équerre E', ses deux branches doivent tangenter à la fois RR' et RR"R"; s'il existe une différence ef (vue 4) établir l'épaisseur de la cale par la proportion $\frac{ef}{eg} = \frac{hi}{hg}$ d'où $ih = \frac{ef \times hg}{eg}$; le tourillon devra être porté de cette quantité sur l'avant.

Pour s'assurer que les tourillons sont dans le même plan après les rectifications opérées, prendre deux règles rr $r'r'$ d'égale épaisseur, perpendiculaires à R'R', faire passer les fils rr' et $r'r'$, ils doivent se tangenter au point O. Pour reconnaître s'ils sont bien dans le prolongement l'un de l'autre, il suffit de placer la règle R'R', son arête doit se confondre avec les traces ab et $a'b'$ des axes des tourillons sur les collerettes. Les différences en hauteur et en direction donneraient l'épaisseur des cales à ajouter sous les tourillons de l'un ou l'autre cylindre.

Vérification de l'arbre intermédiaire (fig. 393). — Deux méthodes 1° par les axes des tourillons, prendre alors sur une jauge, terminée à une de ses extrémité par un croissant, appliquer ce croissant sur chaque tourillon en tenant compte de la différence des diamètres, l'autre extrémité doit tangenter l'arbre, ou une ligne qui lui est parallèle, on le vérifie à l'aide de repères, pris sur les coussinets ou les paliers.

Deuxième méthode. — Par le plan des pompes à air, l'arbre devant lui être perpendiculaire. Tracer les axes OO', OO_1 qui se coupent au centre O, démonter l'arbre, déterminer sur un des cinglots les centres des coussinets, faire passer le fil MOM', prendre sur chacun des fils OO', OO_1 des distances égales on', on'', prendre le milieu n de la distance $n''n'$, tirer le fil on dans le plan $no''n'$, tirer le fil oa perpendiculaire sur on et au plan $n''on'$, s'assurer de cette position à l'aide d'une équerre E dont les branches s'appuient sur oa et sur chacun des fils on'', on, on'; ou encore prendre trois longueurs égales on'', on, on', joindre n'', n, n' à un point K de oa. Faire manœuvrer oa jusqu'à ce que les distances Kn'', Kn_1, $K'n$

soient égales; amener MM' parallèle à *oa; oa* et MM peuvent se confondre.

Vérification des arbres extérieurs. — L'arbre intermédiaire étant vérifié, ses manivelles décrivent un plan parallèle au plan des glissières, auquel nous allons comparer celui décrit par la manivelle de l'arbre extérieur. — Deux méthodes. — Enlever la soie des manivelles (fig. 394), prendre entre les deux manivelles *Mi* et *Me*

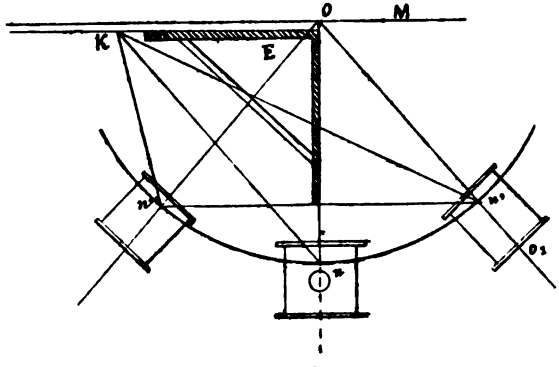


Fig. 393.

placées d'abord verticalement, deux points *a* et *b*, mesurer leur écartement dans cette position, soit *ab;* faire 1/4 de tour, prendre

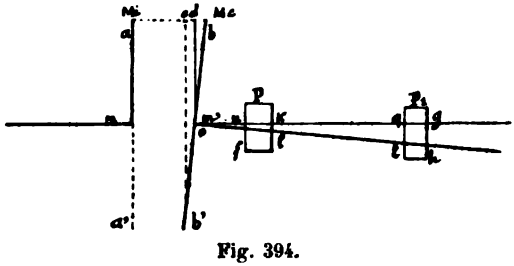


Fig. 394.

de nouveau cet écartement; continuer et déterminer quatre positions diamétralement opposées. Prolonger les longueurs *am* et *bm* en *a'* et *b'*, mesurer l'écartement *a'b'*; par *b'* mener *be* parallèle à *Mi* mener *od* partageant l'arc décrit par *b* autour de O, il vient

$bc = ab - a'b' = ab - ac$ ou $2\,bd = ab - ac$ d'où $bd = \frac{ab - ac}{2}$

pour la comparaison des triangles semblables — Odb et gOh on obtient $\frac{gh}{Oh} = \frac{bd}{Od}$ d'où $gh = \frac{bd \times Oh}{Od}$.

Opérer de même pour les autres cales qr du palier P_1 et Kl et nf du palier P. En plaçant les manivelles horizontales on procède de la même façon et de même pour les positions de même sens et opposées. Après ces opérations les arbres sont parallèles ; pour s'assurer qu'ils sont sur le prolongement l'un de l'autre, bien en hauteur, replacer la soie, mettre les manivelles verticales, décrire le cercle oa des manivelles, prendre quatre positions perpendiculaires et diamétralement opposées. Dans la position 1 (fig. 395) à l'aide d'un coin, portons la distance $a'''b'''$ entre la soie et l'œil de la manivelle, 2, ab, la manivelle horizontale sur l'avant, 3, $b''a''$ la manivelle verticale en bas, 4, $a'b'$ la manivelle horizontale sur l'arrière.

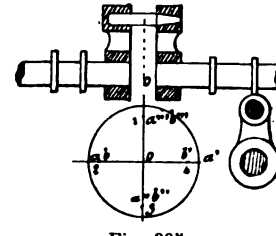


Fig. 395.

Pour les positions opposées 1 et 3, l'arbre doit être relevé de la demi-différence entre $a''b''$ et $a'''b''' = \frac{a''b'' - a'''b'''}{2}$; pour 2 et 4 cette quantité $= \frac{a'b' - ab}{2}$, mise sur l'arrière pour porter l'arbre sur l'avant.

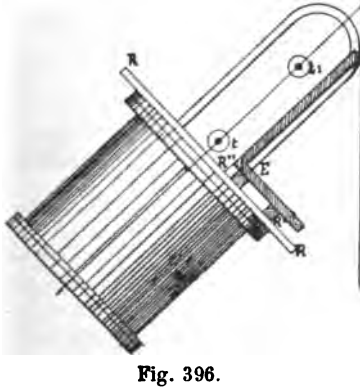


Fig. 396.

Vérification des glissières des pompes à air (fig. 396). — Si les pompes sont à fourreau, centrer ces derniers. Si les glissières sont rapportées sur les couvercles, enlever les coulisseaux du T de la tige, prendre les centres t et t' des tourillons. Prendre le piston au point mort bas, tourner le T de façon à amener les centres t et t' à égale distance des faces d'une glissière A' par exemple ; placer sur le couvercle des règles R' et R'' de même largeur ou s'appuyant sur l'autre RR perpendiculaire à l'axe des glissières ; puis des équerres E sur les faces A' et A d'une même glissière s'appuyant sur R', R'' ; mettre le piston en haut de course et mesurer si les

distances de t_1 et t'_1, par rapport aux équerres, sont les mêmes qu'en bas, sinon, les rectifier à l'aide des équerres.

MONTAGE D'UNE MACHINE A HÉLICE HORIZONTALE A 3 CYLINDRES

Admettre le cas du navire dans le bassin, le tube d'étambot établi dans les conditions de hauteur précédemment indiquées pour tenir compte de l'arc et de l'affaiblissement progressif ; la coque est en bois.

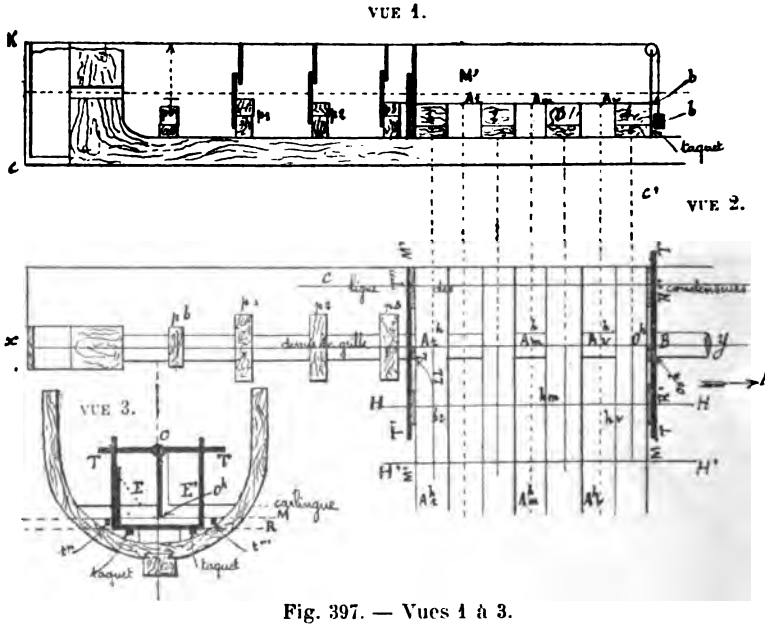


Fig. 397. — Vues 1 à 3.

Pour opérer ce montage, il faut déterminer : 1° la trace xy (fig. 24) (vue du plan diamétral) sur la face supérieure de chaque carlingue.

2° Cette même trace sur leurs faces N et R (fig. 397, vue 1 et 3).

3° La position de l'axe d'un cylindre, milieu dans ce cas, avant généralement avec deux.

4° La hauteur de l'arbre au-dessus du dessous de la quille à l'arrière de l'étambot et à l'axe du cylindre milieu ou à l'avant de la machine. Tirer xy, soit A^h la rencontre de la projection $Am\,Am$ de l'axe du cylindre milieu avec xy ; prendre sur le plan de la

machine la distance de cet axe à l'$\mathcal{N}$, la porter sur xy soit A^bB, fixer deux règles verticales R'R'' parallèles à la trace verticale de xy sur la carlingue $\mathcal{R}$ 4 et également distante de xy ; vérifier leur parallélisme à l'aide de la règle R (vue 3) et des équerres E et E', relier R', R'' par une traverse TT parallèle à RR et distante du dessous de la quille de la quantité oc du dessin, prendre le milieu o, unir par un fil le centre K (vue 1) du tube d'étambot à o, le fil Ko représente en direction et en hauteur l'axe de l'arbre. Connaissant par le devis la distance de l'arbre au-dessus des plaques de fondation ; porter cette distance de O en b, l'augmenter de 2 centimètres et demi pour établir plus facilement la plaque de fondation sur le plan de pose, et corriger par des coins les petites erreurs de nivellement, porter cette distance sur la face de la carlingue 1 $\mathcal{N}$. Placer horizontalement et perpendiculaire à xy, sur les faces verticales extérieures des carlingues extrêmes 1 et 4, deux règles MM, M'M', fixer sur les taquets, tracer en dessus de ces règles la côte du plan de pose. Faire glisser un trusquin à cette côte, sur ces règles, qui laissera contre les carlingues la trace du plan de pose, en faire autant pour les carlingues intermédiaires en prenant toujours la même distance de l'axe de l'arbre au-dessus de la plaque de fondation et en tenant compte de la flèche, précaution qui a été indiquée au commencement.

Cela fait, clouer sur les faces extérieures de chaque palier et de la même façon que les règles R, R', sur les faces des carlingues des voyants v, v_1, v_2; les dégauchir par rapport au centre du trou K du tube d'étambot et aux règles verticales OO placées sur les carlingues $\mathcal{N}$ et $\mathcal{R}$ de la machine ; prendre à leurs points de tangence avec l'arbre, la distance de l'arbre en dessous de chaque base de palier, l'augmenter comme pour les carlingues de 2 centimètres et demi. A l'aide d'équerres, tracer des lignes horizontales sur les faces verticales des massifs des paliers, enlever l'excédent.

Tracer sur les carlingues de la machine ainsi que sur les massifs des paliers, une deuxième ligne en contre-bas de la première et qui servira de vérification au plan de pose ; les carlingues une fois dollées, les distances de cette deuxième ligne au plan de pose doivent être en chaque position égales entre elles. A l'aide de règles ou de deux fils en croix, on s'assure que les faces supérieures sont dans un même plan, passant par les traces qui ont été déterminées par le trusquin. Si cette condition n'était pas remplie, à l'aide de la ligne intermédiaire, on rectifierait le plan de pose.

Les carlingues vérifiées, rétablir les fils de tous les axes, déterminer la trace de l'arbre sur les faces supérieures et horizontales des carlingues, retracer l'axe Am Am du cylindre milieu ; tracer également les axes des cylindres extrêmes en portant sur xy et

de chaque côté de A^h les distances de $A^h R$ et $A_h A'$ (vues 1 et 2); porter ensuite de chaque côté de xy et sur les axes des cylindres, les distances $A^h r$, $A^h m$, $A^h v$, si les cylindres ont la même longueur en joignant les points hr, hm et hv, on obtient HH ligne d'alignement des collerettes des cylindres, puis en portant sur les mêmes axes les longueurs des cylindres, on obtient HH'. Porter de même la distance des condenseurs à l'axe de l'arbre, on obtient la ligne CC. Présenter les gabarits des plaques de fondation, faire coïncider les axes avec ceux qui sont tracés sur les carlingues. Tracer les trous des vis, les mettre en place, s'assurer par le gabarit que les vis sont à leur poste sans tiraillement; mettre les cales en fer sur lesquelles doit reposer la plaque de fondation; amener la plaque sur ces cales si elle est en une seule pièce, ou chacune des parties et les réunir, vérifier les axes et les hauteurs de cette plaque par rapport à l'axe de l'arbre et aux axes des cylindres. S'il y avait variation, corriger à l'aide de coins : serrer la plaque sur les cales en fer et faire un remplissage entre les cales avec des coins en chêne enfoncés à force.

La plaque de fondation à son poste, établir les chaises des paliers, amener ceux-ci sur des coins placés sur leurs massifs, déterminer par deux cinglots placés aux extrémités de chaque coussinet le centre de chacun, agir sur les coins pour que tous les centres soient situés sur l'axe de l'arbre, serrer et vérifier de nouveau. Il est bien entendu qu'il a été tenu compte au milieu de la base de chaque palier de la flèche du fil. On vérifie ces hauteurs à l'aide de voyants s'il n'y a pas de cloisons, et s'il y en a, c'est à l'aide de règles horizontales passant toutes par les centres, appuyées contre les faces verticales des paliers, ou placées sur les parties inférieures des coussinets, les arêtes supérieures des règles doivent être dans un même plan.

Montage des pièces fixes. — Monter les cylindres, commencer par un cylindre extrême A' par exemple, les fonds enlevés, on passe

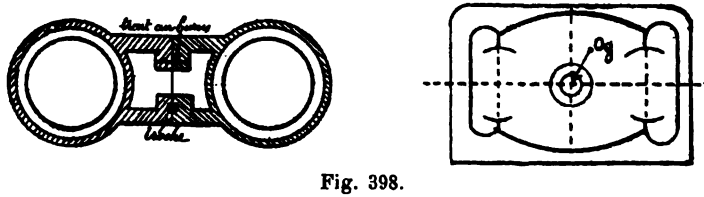


Fig. 398.

une élingue et on les amène parallèlement; à l'aide de palans et de crics on les rend à leur poste, si les fonds ne sont pas enlevés, on les suspend par les orifices. Amené à son poste, on fait coïncider les trous des boulons, les lignes de collerettes doivent

se confondre. Amener celui de l'R, faire de même; amener celui du milieu à son poste, fixer les cylindres à la plaque de fondation et entre eux; voir si les repères (fig. 398) du montage à l'atelier se rapportent.

Tracer les axes des cylindres sur des cinglots, les prolonger; ils doivent tangenter l'arbre et passer par l'axe *og* des glissières. Monter les condenseurs A' ou R s'il n'y en a que deux, et commencer par un extrême s'il y en a trois, les fixer; les trous des oreilles de fixation correspondant avec ceux de la plaque de fondation, ils sont à leur place.

Monter les bâtis qui supportent l'arbre, déterminer les centres de tous les coussinets, faire passer le fil de l'axe de l'arbre par ces centres, tirer les axes des cylindres, ils doivent tangenter l'axe. On met en place les coussinets de l'arbre des tiroirs, on détermine leurs centres, le fil qui les unit est parallèle à l'axe de l'arbre en hauteur et est également éloigné des collerettes des cylindres ou des condenseurs. (Ces axes doivent être dans le plan diamétral.)

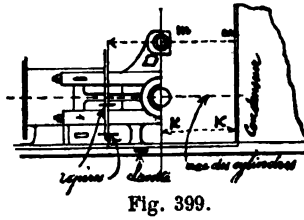


Fig. 399.

Les axes de deux arbres se vérifient par la distance KK et *mm* (fig. 399); on peut encore s'en assurer par la branche verticale d'une équerre dont la branche horizontale s'appuierait sur le plan de pose des carlingues.

Monter les boîtes à tiroir, faire les joints de la manière indiquée. Introduire les tiroirs sur la glace, ainsi que les compensateurs; monter les boîtes de détente et les organes.

Montage d'une machine horizontale, sans plaque de fondation. — Dans ces machines, les cylindres, les bâtis et les condenseurs portent leurs pattes de fixation aux carlingues; sur ces pattes sont tracés les mêmes repères qui existent sur les plaques de fondation.

Tracer la trace *xy* du plan diamétral, tracer également l'axe de l'arbre KO (fig. 397, vue 1), en prenant les hauteurs KC à l'arrière et OC' à l'avant, au-dessous de la quille. Prendre maintenant les hauteurs HH des axes des cylindres, BB celle des bâtis à l'arbre, et CC celle des axes des glissières de condenseur au-dessous des pattes de fixation aux carlingues; ces hauteurs sont données par le dessin de la machine.

Tracer les traces du plan diamétral sur les faces verticales A' et R des carlingues, élever les perpendiculaires OO^h et $O'O^h{}_1$ sur *xy* et tangentant l'axe de l'arbre (fig. 400, vue 4), tirer horizontalement, et distante de l'axe de l'arbre de la hauteur du plan de pose,

deux règles MM, LE', tracer sur les carlingues le plan de pose en faisant glisser un trusquin, en faire autant sur chaque carlingue et en prenant la hauteur de l'arbre. Triquer les carlingues.

Si les cylindres, les bâtis et les glissières des condenseurs n'étaient pas à une même hauteur, on tiendrait compte de la différence pour opérer séparément le triquetage des carlingues. Les

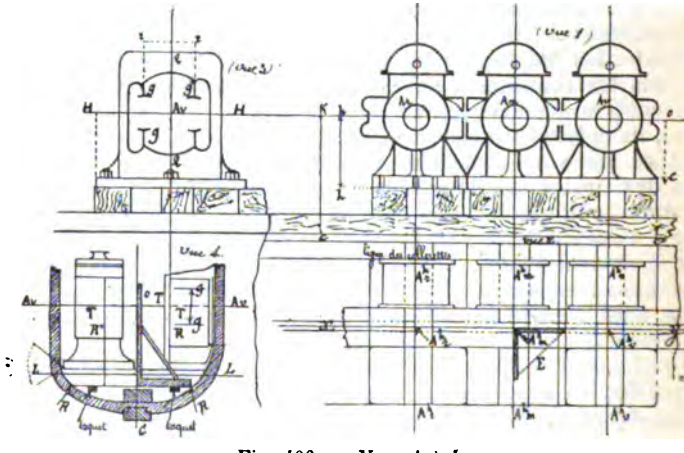


Fig. 400. — Vues 1 à 4.

carlingues dollées, vérifier le plan de pose par rapport au deuxième plan parallèle et à l'aide de règles ou de fils tendus en croix. Cela fait, tracer la projection A^h *m* A^h *m* du cylindre milieu perpendiculaire à *xy*, s'en assurer avec une équerre (vue 2). De plus, tirer les lignes des collerettes (vue 2) des cylindres intérieur et extérieur, tirer également celle des condenseurs.

Prendre les gabarits représentant les pattes de fixation, faire exactement coïncider les axes et toutes les lignes d'encadrement, tracer les trous des vis de fixation, mettre les vis en place, présenter les gabarits, corriger les tiraillements s'il en existe. Monter les cylindres extrêmes, monter celui du milieu, le dernier pour faciliter l'embarquement, les fixer aux carlingues et entre eux, vérifier les repères qui sont les mêmes qu'aux machines avec plaque de fondation; monter les condenseurs; voir à faire coïncider les axes et les lignes extrêmes. Tracer les axes des cylindres, tracer ceux HH-QQ des glissières du condenseur *N* par exemple, l'axe du cylindre doit passer par le milieu des distances *gg-g'g'* et *rr* si le montage a été bien fait (vue 3 et 4).

Montage d'une machine à pilon à trois cylindres, système Woolf. — Tracer xy (fig. 401). Porter sur cette trace la projection $A^h m$ du cylindre du milieu, et de chaque côté les projections $A^h v$ et $A^h r$ des cylindres A et R, aux points $A^h m$, $A^h r$, $A^h v$, élever des per-

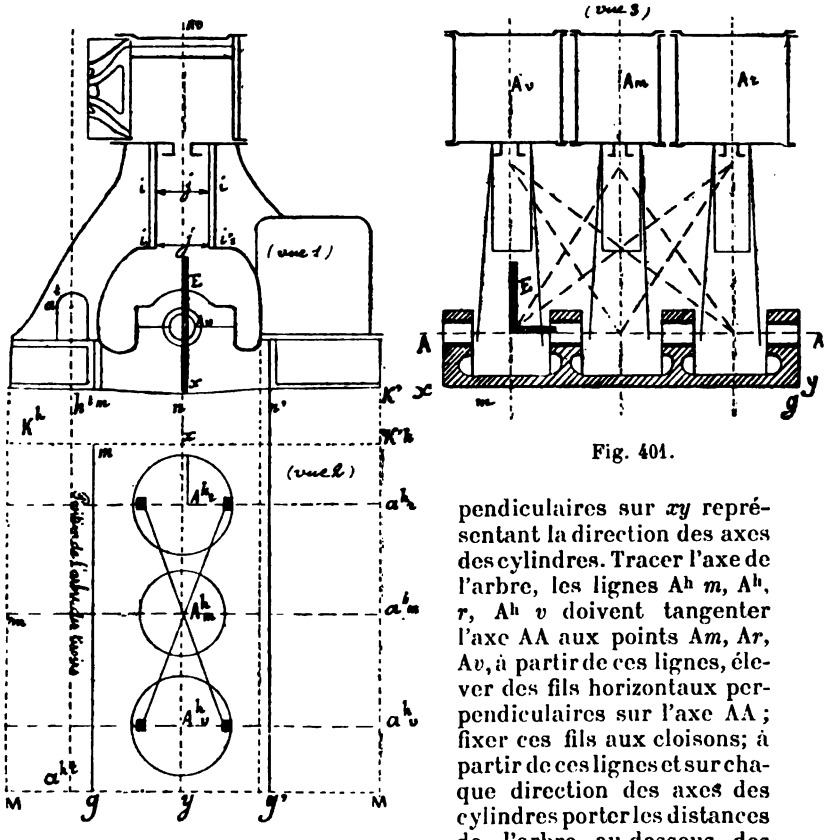


Fig. 401.

pendiculaires sur xy représentant la direction des axes des cylindres. Tracer l'axe de l'arbre, les lignes $A^h m$, A^h, r, $A^h v$ doivent tangenter l'axe AA aux points Am, Ar, Av, à partir de ces lignes, élever des fils horizontaux perpendiculaires sur l'axe AA ; fixer ces fils aux cloisons; à partir de ces lignes et sur chaque direction des axes des cylindres porter les distances de l'arbre au-dessous des paliers et des pattes de fixation des cylindres et des condenseurs. Sur les projections horizontales $a^h m$, $a^h m$, $a^h r$, $a^h r$, $a^h v$, $a^h v$, porter de chaque côté de xy ou de $A^h A^h$, les distances mn et nm' par m et m' tracer les lignes mg et $m'g'$ parallèles à $A^h A^h$, porter de même mK et $m'K'$, ou nK et nK'; tracer par ces points des parallèles à $A^h A^h$; porter sur les parallèles des longueurs mg à la longueur de la machine, les condenseurs et les autres bâtis auront eur emplacement déterminé. La position de l'arbre arrêté en

hauteur et en direction. Amener les bâtis qui font partie des condenseurs et portent une partie du cylindre ; amener les bâtis milieu portant l'arbre. Ces pièces reposant sur des coins provisoires, boulonner ces pièces entre elles ; faire coïncider les axes tracés sur les faces verticales du bâti qui porte l'arbre avec A^h A^h, ainsi que les lignes des condenseurs et des autres bâtis.

Monter les cylindres en commençant par les extrêmes, mettre les coussinets de l'arbre en place, déterminer leurs centres, vérifier cette ligne avec la primitive, elles doivent se confondre, tirer les axes de cylindre, ils doivent tangenter l'axe de l'arbre et lui être perpendiculaires, s'en assurer avec l'équerre E, ils doivent être forcément dans le même plan, s'en assurer en tendant les fils de la vue 3.

Vérifier les distances ij et ji', i_1j et ji'_1 (vue 1) qui doivent être égales ; laisser un peu plus de liberté en bas qu'en haut, la partie supérieure de la glissière se dilatant.

Monter, comme dans les autres machines, les tiroirs, les boîtes à tiroirs et organes de détente, l'arbre des tiroirs. Les pompes à air, si elles ne sont pas venues de fonte avec les bâtis; monter les chariots des excentriques ; les arbres de rappel des secteurs, la mise en train à vapeur.

Cela fait, monter les paliers de la ligne d'arbre; tenir compte de la flèche du fil au centre de chacun, mettre les coussinets en place, prendre leurs centres, ils doivent former le prolongement de l'axe de l'arbre moteur.

Procédé employé par le Creusot. — Déterminer comme précédemment tous les axes, placer l'axe de l'arbre à la hauteur voulue, tracer les lignes d'encadrement des bâtis, préparer toutes les

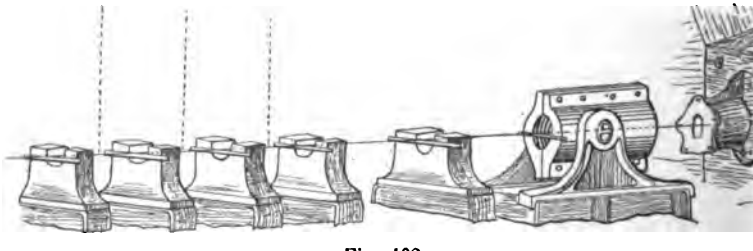


Fig. 402.

chaises des paliers. Amener les bâtis des condenseurs, de l'arbre, des tiroirs, ceux qui portent l'arbre moteur, faire coïncider les repères et toutes les lignes de contour ; vérifier surtout ceux qui portent l'arbre; que leurs axes se confondent bien avec ceux qui ont été tracés avec les cotes du dessin.

Placer tous les coussinets des paliers de l'arbre moteur et de la ligne d'arbre, déterminer leurs centres, faire reposer des règles horizontales (fig. 402) sur les collerettes des coussinets inférieurs. Les bâtis et les chaises des paliers reposant sur des coins établissant la hauteur approximative de la machine, assembler les bâtis extérieurs, dégauchir toutes les règles, elles doivent former un seul plan perpendiculaire aux axes des cylindres. Corriger avec les coins sur lesquels reposent les bâtis et les chaises des paliers, après rectification, fixer chaque pièce aux carlingues.

Les axes des cylindres et les lignes horizontales perpendiculaires à ces axes et passant par le centre de l'arbre, sont indiqués par des coups de pointeau sur les cloisons afin de pouvoir rétablir ces axes pour une vérification ultérieure.

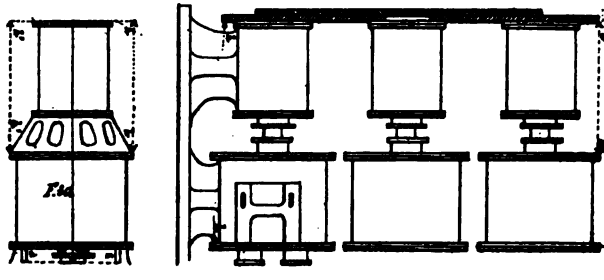


Fig. 403.

Monter les cylindres extrêmes puis celui du milieu. Établir des règles sur leurs collerettes, elles doivent s'appliquer tout entières. On les vérifie encore en plaçant de chaque côté des axes des cylindres extrêmes deux tasseaux de même hauteur, unissant en diagonale les points opposés et équidistants des centres par des fils qui doivent se tangenter au centre du cylindre milieu (fig. 401, vue 2).

S'il s'agit d'une machine Woolf à cylindres bout à bout, déterminer d'abord les axes des détendeurs, monter leur piston, puis monter les admetteurs, leurs axes doivent être sur une même ligne, rectifier par les joints des collerettes si cette condition n'était pas remplie. Dans ce genre de machines, les admetteurs reposent sur des cônes formant leurs couvercles et le fond des détendeurs, les erreurs deviennent donc impossibles. Si la machine est horizontale (fig. 403), on vérifie de même les détendeurs, si les pistons peuvent s'introduire du côté du couvercle on fait passer le fil de leurs axes en le prolongeant dans l'alignement des glissières. Sinon, on place leurs pistons au point mort haut et on détermine leur axe qui passe par celui de leur admetteur, on vérifie les hau-

teurs *hh* et *h'h'* des collerettes qui doivent être égales. Les cylindres montés, il faut que les axes passent par le milieu des glissières, vérifier avec des jauges les distances *on* et *om*.

Lorsque les coques des navires sont en bois, les carlingues sont toujours plus élevées que le plan de pose de la machine ; sur du bois, il est toujours facile d'en enlever. Si les coques sont en fer, c'est le contraire qui a lieu ; car pour les carlingues en bois, il serait difficile de rapporter des cales et de niveler. On amène toujours la machine sur des coins, on vérifie alors en hauteur en agissant sur les coins ; tout concordant, on façonne des cales définitives.

Montage des pièces mobiles d'une machine horizontale à 3 cylindres. Montage des pistons, serrage de leurs garnitures (fig. 404). — Amener chaque piston en position d'être introduit dans son cylindre, le faire reposer sur un billot en bonne hauteur, placer une bande en cuivre rouge à la partie inférieure du cylindre pour empêcher les rayures et maintenir le piston en hauteur; le pousser à l'aide d'un vérin, tout en le maintenant en haut et en bas; placer les dés des tiges des pistons, emmancher la tige inférieure à demeure, passer son presse-étoupe s'il est d'une seule pièce; emmancher provisoirement la tige supérieure. Cela fait, centrer le piston à l'aide de 4 coins. Connaissant la bande des garnitures et l'échelle des ressorts. La bande ne devant jamais passer $0^{kg},500$ par centimètre carré; présenter la première garniture, mettre en regard les emplacements des cales de portage du piston sur les garnitures. Régler le serrage de la première garniture selon le système de serrage des ressorts, mettre les freins des vis de bandage; mettre le couvre-joint; aplatir un morceau de fer blanc, essayer de l'introduire entre la garniture et le cylindre; frapper sur tous les ressorts, ils doivent rendre le même son, ce qui indique un portage uniforme; en plus, suivre l'huile pressée par la garniture, elle doit sortir uniformément. Placer la deuxième garniture à son poste, même précaution, mettre les cales de portage du piston sur les garnitures. Placer la couronne, les freins des écrous; vérifier les bouchons à sable du piston. Monter tous les pistons de la même façon.

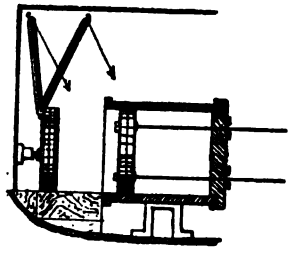


Fig. 404.

Montage de l'arbre vilebrequin, réglage de son serrage (fig. 405). — Monter l'arbre de couche, il est en une seule pièce. Entourer

les portées de toron; disposer les billots en bois sur les bâtis à hauteur des coussinets intérieurs, graisser ces billots, mettre les coussinets en place et les chapeaux, serrer comme si l'arbre était en place, prendre leurs centres, tendre un fil; prendre une jauge égale au rayon, cette jauge doit tangenter tous les fonds des coussinets ou bien encore tracer un deuxième fil parallèle à celui qui passe par les centres, il doit également toucher tous les fonds.

Cela fait, enlever la tige supérieure, préparer les portées, les enduire légèrement de sanguine, pousser l'arbre dans ses coussinets à l'aide de vérins tout en le soulageant avec des palans frappés à ses extrémités et à son milieu; introduire, placer les coussinets extérieurs, leurs chapeaux, serrer les coussinets à bloc, faire osciller l'arbre; le sortir, et voir les portées sur les coussinets, rectifier le portage s'il y a lieu; replacer de nouveau l'arbre, régler le serrage. Serrer à bloc, prendre dans cette position exactement entre les deux parties de chaque coussinet; faire une cale ayant cette épaisseur augmentée du jeu qui est de 1/3 de millimètre. L'épaisseur de cette cale est généralement formée d'une cale d'une certaine épaisseur et de 3 ou 4 autres cales d'une épaisseur excessivement faible, que l'on enlève pendant un court stoppage pour diminuer le jeu. Le jeu de 1/3 de millimètre est suffisant aux portées extrêmes de l'arbre; mais on est souvent obligé de porter ce jeu à 1/2 millimètre à celles du milieu à cause d'une espèce d'excentricité qui se produit à ces parties.

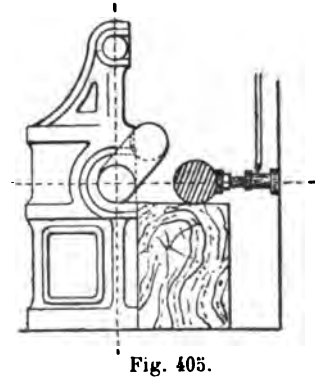


Fig. 405.

Vérifier le serrage. — Pour être certain du serrage, on enlève les cales, on introduit une lame de plomb sur la soie, on ramène l'écrou au repère du serrage à vérifier; le plomb écrasé sur toute la longueur de la soie donne exactement le jeu; ce moyen permet d'observer le gauche du mouvement.

On se sert aussi du pas des boulons des chapeaux pour régler le serrage ou le modifier en route. Si ce pas vaut par exemple 6 millimètres et les écrous à six pans, chaque pan correspond à un millimètre; si l'on divise la corde du pas en 10, les divisions vaudront 1/10 de millimètre. Pour opérer un changement déterminé, il suffira donc de faire marcher l'écrou d'un nombre de divisions suffisant. Quand le frein de l'écrou consiste en une

vis dont la pointe s'engage dans des trous pratiqués dans sa partie cylindrique s'encastrant dans le chapeau, on est tenu de connaître exactement le pas afin que la pointe de la vis tombe toujours dans un trou. Quand la base de l'écrou est terminée en rochet, on tient compte du nombre de dents par rapport au pas.

Dans le cas d'un dénivellement ou de rugosité sur les portées qui obligent à augmenter le jeu pour éviter les échauffements, arroser pour éviter les chocs; dans aucun cas, ne laisser de jeu entre les parties de ses coussinets; ce jeu a pour inconvénient de faire battre le chapeau contre les écrous et d'abîmer le filet des boulons; on ne peut plus desserrer ou serrer les écrous.

Remonter la tige supérieure. — Emboîter le dé, s'assurer qu'il est bien concentrique à la tige, passer le chapeau de la boîte à étoupe et les accessoires selon le système de serrage et la disposition des tiges. Supporter les tiges en attendant la mise en place de leur traverse.

Mise en place de la traverse. — Amener le piston en haut de course, emmancher les parties des tiges dans les douilles de la traverse, mettre et serrer les écrous à bloc, mettre les freins.

Monter le vireur. — La roue du vireur étant généralement en deux parties assemblées soit sur l'arbre, soit sur un tourteau de forme elliptique, claveter et fixer les vis qui empêchent tout mouvement longitudinal; monter la vis de manœuvre et son système de désembrayage.

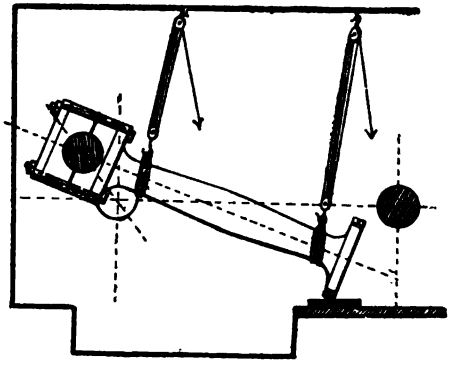


Fig. 406.

Monter les grandes bielles (fig. 406). — Mettre la manivelle inclinée soit par rapport au point mort haut ou au point mort bas; présenter la tête à l'aide de palans, faire reposer le pied sur une galoche placée sur la glissière, mettre le coussinet intérieur de tête; appuyer la soie, enduire celle-ci de sanguine, mettre le coussinet du chapeau, serrer ce dernier bloc. Virer un peu, démonter le chapeau et le coussinet extérieur, décoller la soie,

examiner le portage du coussinet intérieur, si le partage est régulier, remonter tout, serrer à bloc, prendre alors l'écartement entre les deux parties du coussinet, l'augmenter du jeu de 1/3 de millimètre que l'on doit donner à la tête, faire une cale de cette dimension, la mettre à cheval sur les boulons ou la passer complètement. Cette cale peut être d'un seul morceau, ou d'une cale fixe et de plusieurs autres de faible épaisseur, que l'on enlève après usure du coussinet. Lorsque les circonstances le permettent, on vérifie le jeu et la régulation du partage à l'aide d'une lame de plomb que l'on écrase sur toute la longueur de la soie, on enlève les cales, on serre au repère actuel des écrous ou de la clavette et l'on voit alors le jeu et le gauche s'il y en a par l'irrégularité de l'épaisseur due à l'écrasement. Toujours connaître le pas des boulons, et les dimensions des écrous correspondant à une fraction de ce pas, ou l'écartement des clavettes lorsqu'on les enfonce d'une certaine quantité. Monter le pied en soulageant le corps de la bielle à l'aide d'un palan, mettre le coussinet intérieur du pied, virer pour approcher le coussinet de la soie, mettre le coussinet extérieur et le chapeau, serrer comme pour la tête, laisser 3/4 de millimètre de jeu.

Monter l'arbre des tiroirs. — Vérifier les centres de ses coussinets, s'assurer comme pour l'arbre moteur des partages; monter les chariots des excentriques ou des organes de détente.

Monter la mise en train (fig. 407). — Mettre en place et claveter la roue d'entraînement R de l'arbre moteur, monter la roue mobile R' de l'arbre des tiroirs, faire coïncider les repères marqués O, sur les dents en contact et 1-1 sur les dents voisines, ces repères correspondant à la régulation admise, ne peuvent être changés sans modifier la régulation, donner une avance plus petite ou plus grande. Pousser la roue mobile sur l'arbre, introduire le T de l'arbre des tiroirs, placer le butoir B et l'engrenage E, monter les accessoires, roue, satellite, frein; si elle est mue par une machine à vapeur, placer la vis sans fin (voir le dessin relatif aux mises en train). Si la mise en train est à secteur, monter les excentriques, leurs bielles, les secteurs, s'assurer que les bielles ne sont pas croisées si elles ne doivent pas l'être.

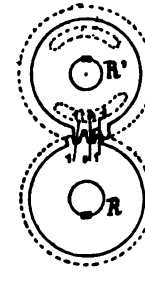


Fig. 407.

Monter les tiroirs et leurs compensateurs. — Monter d'abord les compensateurs et leurs presse-étoupe, les suspendre, monter

ensuite le tiroir, faire la garniture si elle est en toile caoutchoutée ou en toron de chanvre ou de coton. Si le compensateur possède une membrane élastique en forme d'U fixée à la boîte à tiroir et au compensateur, fixer cette membrane, maintenir le compensateur à l'aide de tire-fonds, placer les ressorts et la vis centrale de pression. (Voir le tiroir du *Duguay-Trouin* ou ou *Forfait.*)

Monter les détentes. — Monter les organes qui les conduisent, monter l'organe lui-même, virer la machine, rectifier la suspension du tiroir et des détentes d'après l'épure de régulation. Monter les organes de changement de détente, leur déclenche s'il y a lieu.

Monter les pompes à air. — Elles sont généralement conduites par une crosse de la tige inférieure du piston, mettre le piston de cette pompe à ses deux points morts, le centrer et voir si sa tige se présente bien dans l'œil de la crosse de la tige du piston qui la conduit. Faire la garniture du piston : si elle est en coton avec couronne faisant presse-étoupe, amener cette couronne à porter sur le corps du piston, ne pas laisser de serrage pour éviter le jeu qui pourrait se produire à la suite des fonctionnements, la couronne battrait alors contre les écrous des prisonniers et finirait par les casser,

Si la garniture est en gaïac et le piston plongeur, mettre les lames de gaïac, laisser $2^{mm},5$ de jeu autour du piston pour parer au gonflement du bois.

Monter les clapets. — Faire reposer les butoirs sur l'embase du prisonnier ou à défaut d'embase sur une rondelle s'appuyant sur le siège du clapet, laisser 3 millimètres de jeu entre le clapet et le butoir, pour permettre au clapet une levée verticale et prendre en même temps sa courbure autour du butoir. Si la condensation est par surface, élever la prise d'eau des pompes alimentaires à 15 centimètres, afin d'empêcher les clapets de se découvrir d'eau. Emmancher les presse-étoupe; serrer l'écrou de la tige, sans jeu et sans brider cette dernière contre la crosse.

Monter les pompes alimentaires. — Centrer leur piston plongeur par rapport à l'œil de la crosse qui le conduit, monter leur tuyau d'aspiration dans la boîte à clapets, et la communication de cette dernière avec la bâche; monter la boîte à clapets, régler à 6 millimètres la levée des clapets d'aspiration et de refoulements, si la condensation est par surface et la pompe à double effet, régler le trop-plein 1/4 d'atmosphère supérieure à la pression dans les

chaudières, connaître l'échelle de ressort de trop-plein, mettre un manomètre sur le tuyau de refoulement, machine à haute pression, pour s'assurer si la pompe fonctionne, et indiquer la pression du trop-plein.

Monter la pompe de cale. — Conduite par une crosse ou par un bouton ou par un excentrique, monté au bout de l'arbre soit à l'AV, soit à l'AR de la machine, monter leurs clapets; si les clapets se servent mutuellement de guide, percer un trou de dégagement dans le fond de chaque douille-guide. Monter son tuyau d'aspiration et de refoulement, sa crépine égyptienne.

Monter les registres, leurs tringles et accessoires de manœuvre selon le système, indiquer par une flèche et par les lettres O et F le sens de l'ouverture et de la fermeture, indiquer également le degré d'ouverture en 1/10, exécuter cette graduation si elle n'est pas faite, faire les presse-étoupe.

Monter les tuyaux des cylindres aux condenseurs, emmancher leurs presse-étoupe, faire les presse-étoupe. Monter les tuyaux de communication des cylindres entre eux, faire leurs presse-étoupe; ces derniers étant souvent très difficiles à faire, y apporter le plus grand soin, prendre des tresses en chanvre et les laisser tremper dans l'huile pendant plusieurs heures.

Monter les godets graisseurs, régler les pinceaux de façon à ce que l'arête du lécheur prenne de 4 millimètres sur les crins, placer les tuyaux des arroseurs.

Monter les organes d'injection, monter les pompes de circulation, établir le réparateur, monter l'injection supplémentaire.

Monter les différentes purges, leur communication avec les condenseurs ou tout autre récipient.

Monter les tuyaux de décharge, leurs obturateurs, monter ceux des pompes de circulation, leur disposition pour aspirer à la cale.

Monter les appareils auxiliaires d'alimentation. — Monter la ligne d'arbre, monter l'arbre porte-hélice, pour cela rétablir le centre du tube d'étambot, porter ce centre en K (fig. 408) sur la face avant de l'étambot; tracer l'axe KK' de l'arbre, relevé comme il a été dit en relevant le tube d'étambot, l'arbre reste concentrique; K'' sera le centre du palier d'étambot; par le centre K'', mener une horizontale *mn* à l'aide du niveau et une perpendiculaire *pq*: tracer sur la chaise en bronze ces mêmes axes; prendre exactement le gabarit de la chaise, y tracer les mêmes axes; présenter ce gabarit à l'emplacement de la chaise; faire coïncider les axes. — Présenter la chaise une fois son emplacement préparé; mettre les coussinets en place, prendre son centre sur un cinglot, tendre l'axe KK' vérifier s'il passe bien par le centre K''. Rectifier s'il y a lieu, après quoi fixer la chaise. — Le coussinet

étant en gaïac, laisser 2 millimètres de jeu pour le gonflement du bois; abattre les arêtes des lames en gaïac pour laisser pénétrer l'eau.

Le palier de butée étant préparé, monter l'arbre porte-hélice, emmancher les bagues métalliques du presse-étoupe, la boîte, étant préalablement fixée sur la collerette du tube d'étambot,

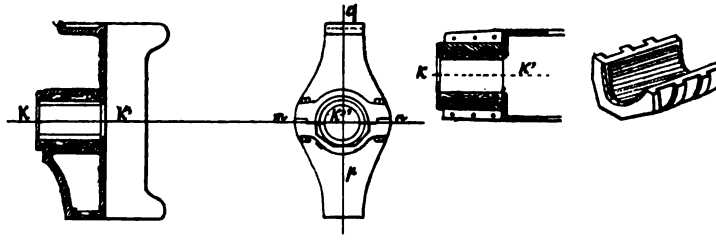


Fig. 408.

emmancher le presse-étoupe; ces organes sont presque toujours en deux parties, il est donc toujours possible d'en opérer la mise en place après celle de l'arbre.

Monter l'arbre intermédiaire, emmancher le tourteau d'embrayage, mettre les accessoires en place. Monter l'arbre suspendu, monter les tors de graissage, rectifier le serrage de tous les paliers en laissant un demi-millimètre de jeu, serrer sur cale.

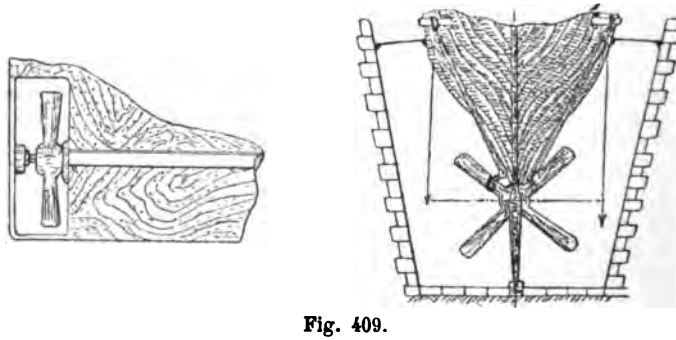


Fig. 409.

Monter l'hélice (fig. 409). — La présenter dans sa cage, à l'aide de palans crochés sur une élingue frappée autour de son moyeu et reliée aux ailes et sur des herses placées sur des madriers passant à l'arrière. — On la fait reposer sur une bielle de façon à faire correspondre le centre de son trou avec celui du tube d'étambot; l'arbre étant rentré, l'hélice placée en direction et en hauteur, les cla-

vettes de l'arbre correspondant bien aux mortaises du moyeu, sortir et emmancher l'arbre. — On place entre la chemise de l'arbre dont l'extrémité pénètre un peu dans une rainure tracée dans le moyeu, du minium ou une rondelle en caoutchouc afin d'empêcher l'infiltration de l'eau ; on passe une légère couche de céruse ou d'huile sur le bout de l'arbre. — L'arbre suffisamment emmanché, on place l'écrou, sur la face de contact on place du minium, on serre à bloc, on met son frein.

VÉRIFICATION ET RECTIFICATION DU MONTAGE

Il arrive qu'après un échouage ou une fatigue du bâtiment, le parallélisme primitif des axes n'existe plus, et que des chocs et des échauffements se produisent et nécessitent la vérification

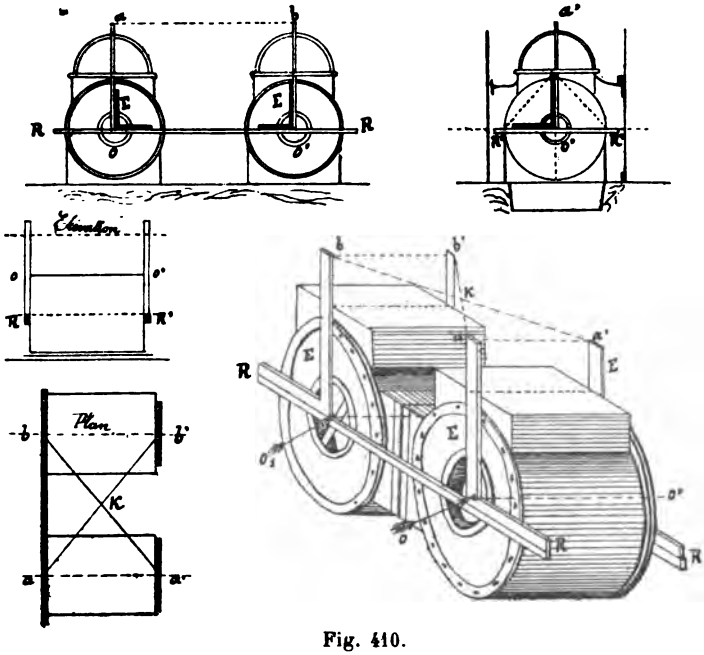


Fig. 410.

et la rectification des pièces fixes d'abord, et ensuite celles des pièces mobiles.

Les axes des cylindres doivent rester dans un même plan passant par celui de l'arbre et perpendiculaire à ce dernier, il faut

donc vérifier si ces conditions existe. Pour cela, établir un plan auxiliaire parallèle à celui des axes des cylindres, et assez élevé au-dessus des glaces pour ne pas être gêné par les bâtis.

Déterminer les axes des cylindres en prenant les centres dans les espaces neutres; unir ces centres et les prolonger dans les glissières aux cloisons, soit OO et $O_1O'_1$ ces axes. Enlever les fonds ou les trous d'hommes sur l'arrière des cylindres, placer la règle RR (fig. 410, vues 1 et 5) et sur cette règle deux autres O*a* et O_1b dont une arête passe par les centres O et O_1; les amener perpendiculaires à RR à l'aide des équerres E, prendre sur ces règles (fig. 410, vue 5) les distances égales O*a* et O_1b. Dans l'intérieur de la machine, élever également les perpendiculaires O'*a* et O'*b*', en plaçant les règles R'R' et R''R'' (deuxième cylindre) dont une arête se confond avec les traces horizontales tracées sur les collerettes des cylindres et à l'aide d'équerres. On peut encore joindre l'axe des cylindres avec le centre du passage de la tige de tiroir, ou encore en plaçant une règle verticale dont une arête se confond avec les traces verticales qui doivent également exister sur les collerettes, employer l'un ou l'autre moyen selon les repères; prendre sur ces perpendiculaires les mêmes distances que sur O*a* et O_1b. Unir les 4 points *ab*' et *a'b* par des fils, ces fils doivent être dans un même plan pour assurer ce point de tangence.

S'il y a plus de deux cylindres, on détermine comme précédemment les axes des cylindres, on vérifie le cylindre milieu avec chacun des cylindres extrêmes (fig. 411), puis les extrêmes entre eux, tous les fils tendus doivent ne former qu'un même plan.

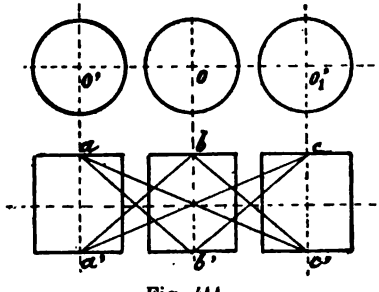


Fig. 411.

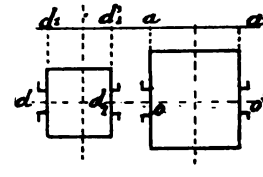


Fig. 412.

S'il s'agit d'une machine Woolf à cylindre bout à bout (fig. 412), déterminer d'abord l'axe des cylindres détendeurs OO' et ensuite celui des cylindres admetteurs, vérifier les axes des cylindres détendeurs, s'ils sont bien, prolonger l'axe *a'a*; mener les distances dd_1 — dd'_1 des centres des cylindres admetteurs à l'axe *aa'*, si les deux distances dd_1, $d'd_1'$ sont égales, la position des cylindres sera exacte.

Machine à pilon (fig. 413). — S'il existe un panneau au-dessus des cylindres, prolonger leurs axes, prendre 4 points à égale distance des collerettes, unir ces points par les fils *ba'* et *ab'*; ces fils doivent être dans le même plan, s'il n'existe pas de panneau, l'opération peut se faire à la partie inférieure.

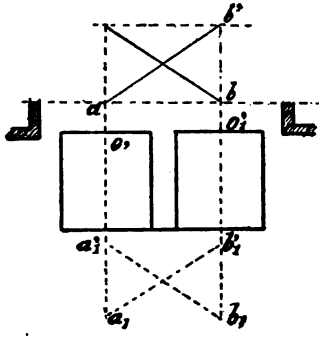


Fig. 413.

Cas d'une machine à fourreau (fig. 414). — Centrer les pistons

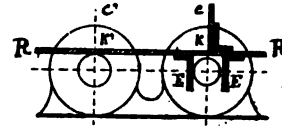


Fig. 414.

exactement, placer une règle horizontale RR sur les deux fourreaux, avec une équerre à chapeau E glissant sur RR, prendre les deux génératrices extrêmes de chaque fourreau, prendre le milieu *k* de la distance de ces deux génératrices, faire la même opération à chaque cylindre, mener les règles perpendiculaires K C et K'C', les vérifier à l'aide d'équerres, prendre sur ces règles des distances égales, faire la même opération à l'autre extrémité de chaque cylindre, unir les 4 points par des fils, ils doivent former un même plan.

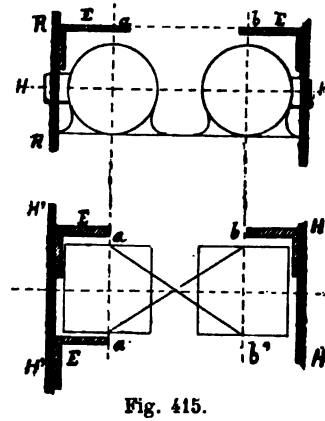


Fig. 415.

Dans le cas ou la glace du cylindre serait verticale (fig. 415), tirer les axes des cylindres comme précédemment, enlever les boîtes à tiroirs, placer des règles HH et H'H' sur les glaces et à l'aide des équerres E, s'assurer que les glaces sont bien parallèles aux axes des cylindres; cela fait, appliquer des règles et des équerres aux extrémités de chaque glace et en portant sur les branches horizontales la distance de l'axe des cylindres à la face de la glace, et les hauteurs égales au-dessus des bâtis, on obtient les 4 points *aa' bb'*, en les unissant par des fils, ces fils doivent se tangenter.

Vérifier si l'axe des cylindres est perpendiculaire à l'arbre (fig. 416). — Placer une règle RR s'appliquant sur les collerettes extérieures des cylindres, prendre des jauges J et J', terminées en pointe, les placer perpendiculaires à RR; en tenant compte des différences de diamètre de l'arbre, les extrémités *a* et *a'* de J et J' doivent tan-

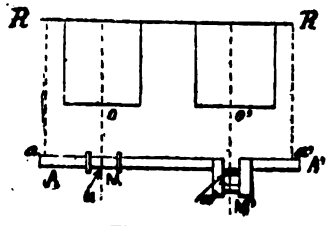


Fig. 416.

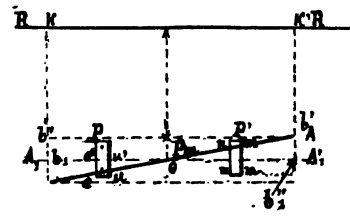


Fig. 417.

genter l'arbre. — Sinon, prendre les différences (fig. 417) et corriger sur les paliers en procédant de la manière suivante. Prendre la distance du centre de l'arbre des cylindres au palier milieu P*m*, par ce point O mener une parallèle AA aux collerettes ou à la règle RR, représentant la dimension primitive de l'arbre. Prendre les distance K*b* et K*b'* à l'aide des jauges JJ; K*b* est plus éloigné de 10 millimètres que K'*b'* de l'arbre AA; faire pivoter l'arbre AA autour du point O de façon à lui faire occuper la position A_1, A'_1; le point *b'* dans ce mouvement s'abaissera de 5 millimètres et le point *b* s'élèvera de la même quantité et viendra b_1, car $bb_1 = \frac{bb''}{2}$.

Pour confectionner les cales en coin à placer sur les côtés de chaque palier; il suffira d'établir dans les triangles $bo\ b_1$ et $b'ob''_1$, la proportionnalité de parallèles bb_1, $m'm$, $n'n$ aux distances bb, om', on, et d'établir par exemple pour $m'm$ la proportion $\frac{b'b_1}{m'm} = \frac{bo}{om'}$, d'où $m'm = \frac{b'b_1 \times o'm}{bo}$.

On peut encore s'assurer que l'arbre est perpendiculaire aux cylindres en les traçant, en démontant la tête de bielle et en appli-

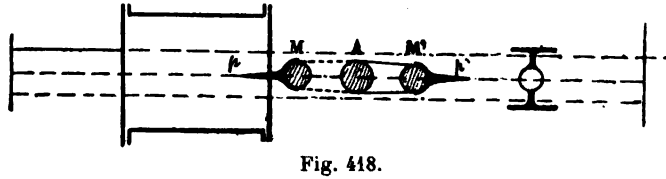


Fig. 418.

quant sur chaque soie une des parties d'un coussinet de rechange. en fixant d'équerre à son milieu une tige effilée Mp (fig. 418) à

la grosseur du fil représentant l'axe des cylindres ; en faisant tourner le demi-coussinet parfaitement ajusté sur la soie, la pointe p de la tige doit tangenter le fil dans chaque position. On peut encore tracer deux fils superposés et parallèles à l'axe de chaque cylindre. — Si la pointe touche les fils, la position est bonne, sinon agir sur les clavettes des paliers de l'arbre pour amener celle-ci à tangenter.

Les axes des cylindres étant déjà ramenés dans un même plan et perpendiculaires à l'arbre, il faut encore vérifier leur hauteur et si la direction de chaque axe part bien par le milieu de la soie ou de l'écartement entre les faces intérieures des manivelles. —

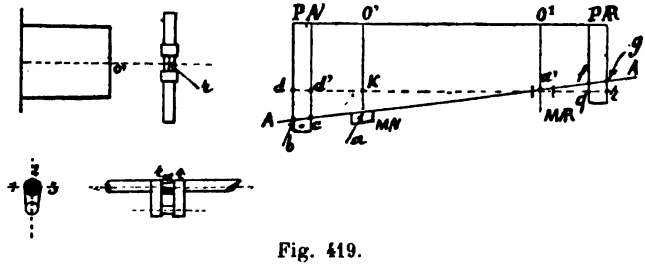


Fig. 419.

Tirer l'axe OO' (fig. 419) prendre le centre de l'arbre sur chaque face de manivelle, pour cela fixer une pointe à tracer, virer la machine, cette pointe trace une circonférence sur la face de chaque manivelle, on en déterminera le centre en prenant trois points, placer une règle r taillée en biseau entre les faces des manivelles dont le biseau passe par les centres, tracer son point milieu ; a si cette condition existe pour chaque cylindre, le plan de leurs axes est dans la position demandée.

Si les axes des cylindres ne tangentent pas l'axe de l'arbre au milieu de la soie, on peut le porter sur l'avant ou sur l'arrière et amener le milieu des soies à passer par l'arbre ; si de plus l'arbre par exemple est tombé sur l'avant d'une quantité $O'a$, distance de l'axe du cylindre au centre de l'arbre, et sur l'arrière d'une quantité O_1a', en unissant les deux points a et a', on aura la direction actuelle de l'arbre.

Cette ligne doit être ramenée à se confondre avec $O'O_1$; pour cela, l'amener d'abord parallèle, en menant par le point a' la parallèle dr à $O'O_1$, puis déterminer l'épaisseur des cales à mettre sous les paliers dans cette position.

Dans les triangles $ba'd$ et $ga'r$, on établit les proportions $bd : ka' :: ba' : aa$ et $gr : ka :: ra' : aa'$

d'où $$bd = \frac{Ka \times ba}{aa'} \text{ et } gr = \frac{Ka \times ra'}{aa'} ;$$

à l'épaisseur de ces cales, dont l'arbre était tombé irrégulièrement, il faudra ajouter la distance commune $o'k$, et l'arbre se confondra avec $O'o_1$.

On peut encore vérifier la position de l'arbre après les essais, à l'aide d'une jauge en arc abc, tracée sur une partie fixe des bâtis ou de la partie inférieure du coussinet, si par suite d'échauffement, on veut vérifier le dérangement supposé de l'arbre, on représentera la même jauge dans les mêmes conditions et on tracera un arc de cercle $a'b'c'$ (fig. 420) dont on cherchera le centre O; la différence Og indiquera la chute de l'arbre.

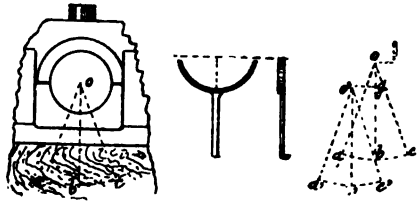


Fig. 420.

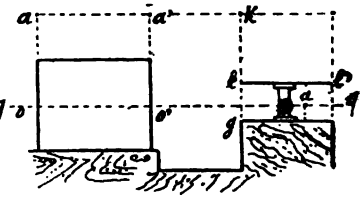


Fig. 421.

Vérification de la glissière (fig. 421). — La glissière doit être parallèle au plan des axes des cylindres et présenter une surface plane, de plus l'axe de chaque cylindre prolongé et fixé aux cloisons aux points q et q' doit passer par le centre a du coulisseau et par le milieu de sa longueur. Pour s'en assurer, prolonger l'axe oo, prendre le centre du coulisseau, qq' passera par le point a et les deux distances lg et $l'n$ doivent être égales entre elles ainsi que mn et kg, am étant le prolongement de aa', parallèle à l'axe des cylindres.

Vérification de la pompe à air (fig. 422). — Ces pompes étant conduites par une tige spéciale ou par une tige portant une crosse,

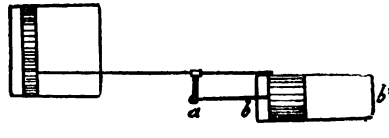


Fig. 422.

on s'assure de l'usure qu'a pu subir la chemise du corps de pompe en tendant un fil passant par les centres b et b' déterminés à ses extrémités qui n'ont subi aucun changement, cet axe passera par le centre a de l'œil. — L'axe étant tendu, prendre une jauge égale au rayon de la chemise, terminée en pointe à une de ses extrémités

et un arc de cercle à l'autre, s'appuyant sur les génératrices inférieures, la pointe doit tangenter l'arbre. Sinon, comme l'on ne peut pas changer la position de la chemise, on ovalise l'œil de la crosse afin de permettre au piston de tomber de la quantité trouvée; on abaisse le dé et le presse-étoupe de la même quantité.

Vérification de la longueur d'une bielle (fig. 423). — Mettre les coussinets de pied et de tête en place, les serrer sur cale de façon à obtenir une circonférence, placer une équerre E à T dont la branche horizontale s'appuie sur le pourtour du coussinet, le T doit s'appliquer sur la face supérieure afin de s'assurer que le corps du coussinet est bien perpendiculaire à la collerette; prendre alors les deux centres des coussinets à l'aide de cinglots, mesurer à l'aide d'une tringle B si ces centres sont bien à la distance voulue, sinon, placer des cales sous les coussinets intérieurs afin de donner à la bielle sa longueur primitive pour ne pas modifier les espaces neutres des cylindres.

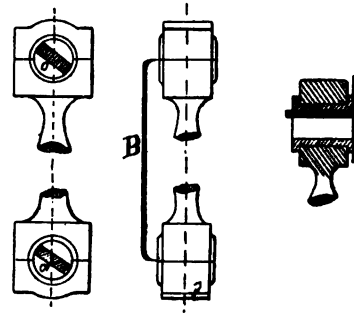
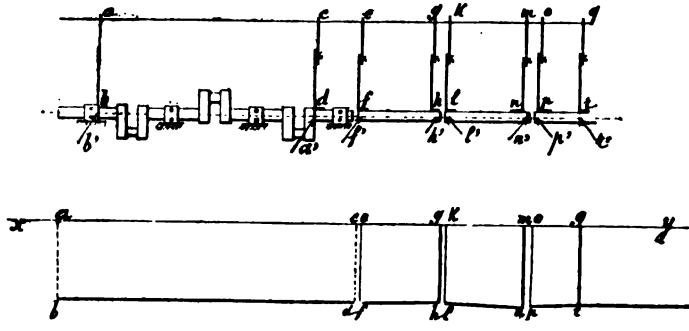


Fig. 423.

Vérification de la ligne d'arbre (fig. 424). — C'est-à-dire ramener les divers tronçons qui la composent sur le prolongement de l'arbre moteur dont la position a été rectifiée; ou les ramener de telle façon que leurs extrémités fassent entre elles le plus grand angle possible.

Le moyen le plus généralement employé sur les navires non cloisonnés consiste dans l'emploi des voyants. En placer un *ah* sur l'avant de l'arbre de la machine, le mettre de façon à ce que le centre du regard soit dans le plan diamétral, ce que l'on obtient en portant à ses extrémités des distances égales prises sur les collerettes du cylindre *AI* et perpendiculaires; ou à l'aide d'une règle joignant le centre de l'arbre moteur à celui de l'arbre des tiroirs et faisant passer le rayon visuel du voyant par l'arête de cette règle; en placer un deuxième sur l'arrière et de la même manière; placer d'autres voyants *cd, ef, gh, kl, mn, op, qr* aux extrémités de chaque tronçon d'arbre, dégauchir tous ces voyants successivement par rapport aux voyants *ab* et *cd*. Pour cette opération on se sert d'une bougie que l'on place sur l'avant du voyant *ab*, les deux voyants *ab* et *cd* étant à la même hauteur et dans le

plan diamétral, se placer derrière *fe* et arrêter ce dernier en hauteur et en direction de façon à apercevoir la lumière *ab* par son rayon visuel *e*, mesurer la hauteur *ef* augmentée du rayon de l'arbre en cette position. On choisit pour placer les voyants, de préférence les parties de l'arbre qui ont été tournées afin de mieux



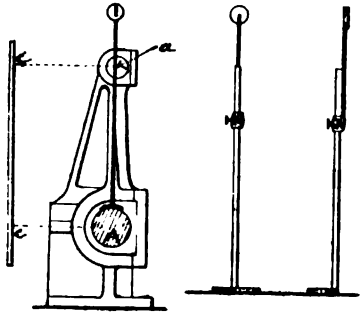


Fig. 424.

assurer la position des voyants et de donner plus d'exactitude aux mesures relevées. Opérer de même pour le placement des autres voyants et tenir compte des hauteurs correspondantes.

Si toutes ces distances sont égales, en tenant compte des irrégularités que peut présenter l'arbre, on en conclue que son axe est bien dans le prolongement de l'arbre moteur. S'il y a des différences entre les tronçons pour le ramener à se rapprocher du prolongement de l'axe de l'arbre moteur on tire une ligne *xy* représentant la direction de la ligne d'arbres. — Aux emplacements des voyants élever sur cette ligne les perpendiculaires *ab*, *cd*, *ef*, *gh*, *kl*, *mn*, *op*, *qr*, sur lesquelles on portera les distances trouvées pour établir l'alignement des rayons visuels, en joignant les points *fh*, *ln*, *pr*, on aura les positions respectives de chaque tronçon. Si dans cette opération l'ordonnée *qr* est égale à *ab*, on en diffère peu et que l'on puisse l'amener à égaler *ab*, en relevant le presse-étoupe par l'ovalisation des trous qui la fixent au tube d'étambot, on amènera parfaitement les axes des tronçons à se confondre avec la direction primitive *b'd'r'*.

Si par l'ovalisation des trous on ne peut pas relever suffisamment le presse-étoupe, on le relèvera le plus possible, on relèvera ensuite chaque tronçon de façon à se rapprocher de la ligne partant de ce point et passant par la plus grande élévation du point *r*; il faut alors que les axes prolongés de chaque tronçon fassent entre eux le plus grand angle possible et qu'ils se rencontrent aux milieux des distances qui les séparent bout à bout, rapporter les hauteurs de ces milieux par rapport à *xy* et voir la quantité dont chaque tronçon sera relevé.

Si le navire est cloisonné, enlever les presse-étoupe des cloisons, enlever les chapeaux des paliers, placer des règles de même hauteur à tangenter les portées, et à l'aide de pieds à coulisse, ou à défaut, prendre des compas, prendre des distances égales par rapport à la partie supérieure des collerettes de chaque coussinet, dégauchir ces règles, elles doivent être dans un même plan.

Vérification dans le sens de tribord et de bâbord (fig. 425). — Ce mode de vérification a été employé par le port de Toulon sur le croiseur le *Tourville*. — Il consiste dans l'installation d'une pièce de bois équarrie, placée transversalement et au-dessus de l'arbre sur deux autres pièces en bois longitudinales, de manière à former un plan horizontal, en faire autant à chaque palier, prendre un fil à plomb, amener la direction du fil à tangenter les deux génératrices opposées de l'arbre, prendre le milieu de la distance de ces deux génératrices, marquer un trait, en faire antant pour les autres paliers, unir tous ces points par un cordeau, ils doivent former une ligne droite.

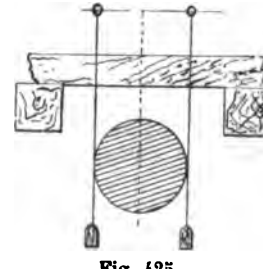


Fig. 425.

Vérification de la ligne d'arbre à l'aide du niveau de monteur (fig. 426). — Cette opération ne peut présenter de l'exactitude

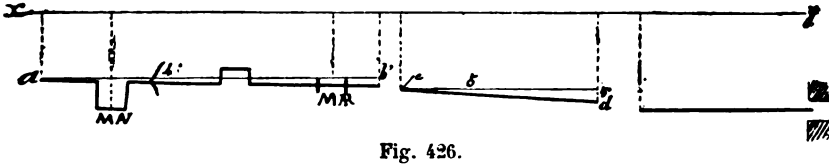


Fig. 426.

qu'autant que le navire reste immobile. — Comme point de départ, placer le niveau sur l'arbre moteur supposé rectifié; relever son angle d'horizontalité, supposons-le égal à 4°. Tracer une hori-

zontale et faire par rapport à cette horizontale *ab'* l'angle de 4° en tirant *ab*, cette ligne représente la direction de l'arbre, prendre sa longueur *ab*, prendre le centre *c* du premier tronçon et sa distance *bc* par rapport à *ab*, prendre ce centre *c*, mener une horizontale parallèle à *ab'*, placer le niveau sur ce premier tronçon, on constate un angle de 5°, par le point *c* tracer *cd* faisant l'angle de 5° et prendre *cd* égale à la longueur du tronçon; *ed* représente le premier tronçon. Procéder identiquement pour les autres tronçons; ces lignes représentant sur un dessin les positions respectives des différents tronçons, en les rapportant à une ligne *xy* représentant la direction primitive de l'arbre ou du plan auxiliaire, on pourra rectifier la position des tronçons. La ligne *xy* à laquelle on les rapporte appartient à un plan dit auxiliaire, cette ligne est en outre située dans le plan diamétral et est parallèle à la direction réelle de l'arbre. — Ce procédé peut présenter des incertitudes, car deux tronçons peuvent avoir la même inclinaison et ne pas être sur le même axe. On se sert de ce moyen surtout pour mesurer l'inclinaison du tube d'étambot, par rapport à celle de l'arbre moteur.

Rectification de l'arbre moteur en employant le plan auxiliaire (fig. 427). — Déterminer le plan auxiliaire comme précédemment pour la vérification des axes des cylindres, tirer le cordeau *a a c*, le fixer à une cloison, mettre la manivelle M du cylindre A' sur

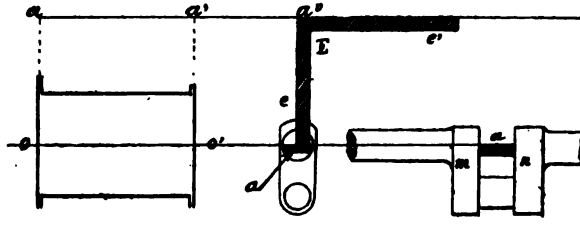


Fig. 427.

lequel on opère, verticale en bas, placer la règle *mn* horizontalement entre les deux faces de la manivelle, tracer le milieu *a* de cette règle, ce point doit être en même temps l'intersection de l'axe du cylindre, appliquer au point milieu à l'arête *e* de la branche d'une équerre E dont l'autre branche *e'* s'appuie sur le cordeau *a a' c*, le point *a* se projette en A' sur *a a' c*. Répétons la même opération pour chaque cylindre en tenant compte de la différence des diamètres, s'ils n'ont pas le même, on obtient pour le deuxième cylindre le point a'_1 (fig. 428) et ainsi de suite. Joindre tous ces points par une droite *xy*, la prolonger jusqu'au massif R,

la ligne $xa^v a^v_1 y$ représente la direction de l'arbre. Voir si $a_1 a^v = a'_1 a''_1$, dans ce cas, l'arbre moteur est en bonne hauteur; on s'assure qu'il est dans le plan diamétral par les équerres E' et E'' qui doivent à la fois tangenter l'axe des cylindres et $a^v a^v_1$.

Pour la rectification d'une ligne d'arbres, on peut encore prendre l'écartement des tourteaux s'ils ne sont pas boulonnés à poste fixe et tenir compte de leur différence de parallélisme. (Procédé employé pour la rectification des arbres des roues.) — Dans ce dernier cas et dans toutes les rectifications que l'on est appelé

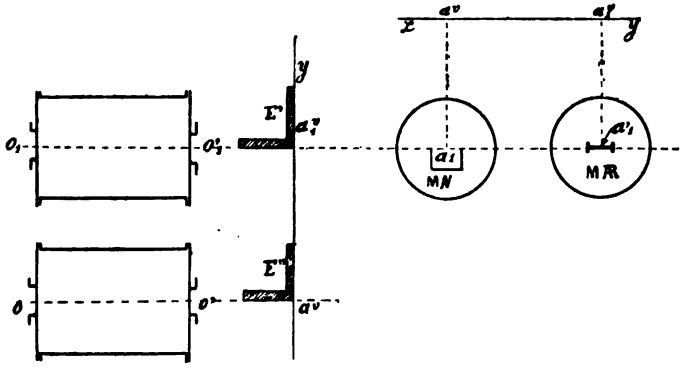


Fig. 428.

à faire, on peut encore enlever les écrous des boulons des chapeaux des paliers, faire virer et tenir compte des quantités dont chaque tronçon d'arbre se déplace excentriquement par rapport à son correspondant et partager cette quantité en deux, placer des cales sous chaque coussinet égales à cette moitié, virer de nouveau et suivre attentivement le mouvement des tronçons d'arbres et des chapeaux.

Dans une ligne d'arbres, il est essentiel de prendre un repère sur l'arbre porte-hélice ou sur le tronçon qui avoisine l'arbre moteur afin de constater l'avance en avant que peut prendre la ligne d'arbres par suite de l'usure de la butée. — Cette avance au cas d'une ligne d'arbres à tourteaux boulonnés, pourrait faire supporter aux collets de l'arbre moteur une partie de la poussée et par suite déplacer les bielles par rapport à l'axe des cylindres.

MONTAGE DES CHAUDIÈRES

Supposons d'abord le cas d'une seule chaufferie et de chaudières à faces planes.

Tracer *xy* (fig. 429), trace du plan diamétral; déterminer la hauteur du plan de pose, comme pour la machine, en tenant compte du plancher et du mastic; tracer *cc* perpendiculaire à *xy* passant par l'axe transversal de la chaufferie et située à une distance déterminée par le dessin de l'un ou l'autre cylindre selon le système de machine; vérifier la perpendicularité de *cc* à l'aide d'équerres. Sur *cc*, au point O et de chaque côté de *xy*, porter les longueurs égales OK et OK' tirer les lignes MM', $M_1M'_1$ parallèles à *xy* et limitant la largeur de la chaufferie et l'alignement des chaudières. De chaque côté de *cc*, porter des longueurs égales à la demi largeur de la coursive et tracer les lignes parallèles LL' et $L_1L'_1$ à *cc*; prendre sur ces lignes à partir de MM' et $M_1M'_1$ les distances égales à la longueur des chaudières et tracer KK', K'_1 K_1 limitant extérieurement les chaudières. — Tracer l'emplacement des chaudières centrales 2, 3, 2', 3'' puis celui des chaudières extrêmes en réservant entre chacune les espaces libres *e* et *e'*. — L'emplacement de chaque chaudière étant parfaitement limité, les embarquer à bord. Pour cela les fermer partout, fermer les robinets de vidange, de soupape atmosphérique, les élinguer à l'aide de chaînes les entourant, ces élingues sont bridées par une troisième chaîne afin de les empêcher de glisser. — Embarquer les chaudières extrêmes, les passer sur l'avant et sur l'arrière de la chaufferie afin de dégager le grand panneau, amener ensuite les centrales. — Entreposer les chaudières sur les châssis ou des rouleaux

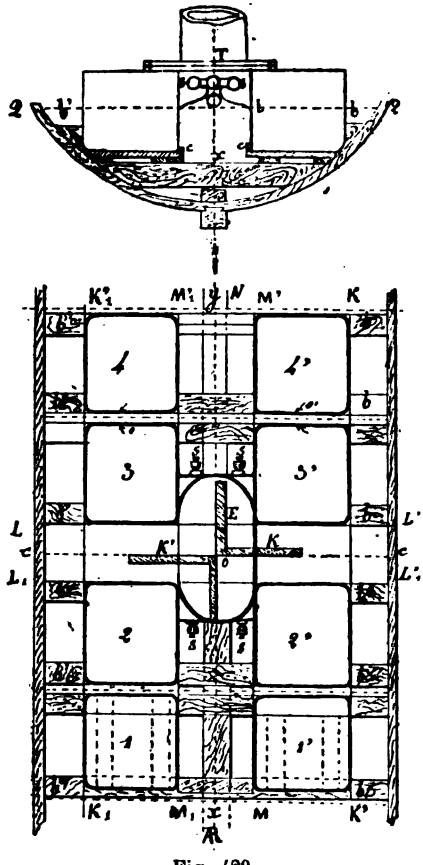


Fig. 429.

et les amener à l'aide de palans et de crics; les tenir en hauteur convenable pour placer le plastique, matière composée de chaux éteinte ou de blanc d'Espagne et de poils de bœufs, le tout délayé avec de l'huile de lin. — Pour répartir une couche uniforme de ce plastique sur le plancher en chêne qui s'appuie sur les carlingues, on prend une espèce de cailleboutis présentant une surface évidée égale à la pleine; remplir uniformément tous les trous, enlever le cailleboutis, amener la chaudière à l'aide de crics et faire coïncider les lignes d'encadrement. — Si l'on a commencé par la chaudière 1, continuer par la chaudière 1' opposée; toutes deux en place, s'assurer à l'aide d'un fil ou d'une règle que les lignes horizontales Q Q tracées sur les faces extérieures sont sur une même ligne et perpendiculaires au plan diamétral, et que le tirant T passe exactement par le centre des douilles de liaison placées au-dessus des chaudières.

Monter ensuite 2 et 2', prendre les mêmes précautions. — Les chaudières à poste, vérifier si les lignes qui limitent leurs faces extérieures sont bien en ligne droite et parallèles à *xg*, et de même *h* en hauteur. — A poste, fixer les tasseaux *bb*, *b'b'* en abord et les cornières *c' c* sur les faces avant, placer les tirants T T et les brides de liaison de chaudière à chaudière.

Monter la cheminée, son enveloppe, son système de hissage, si elle est amovible, monter les différentes soupapes d'arrêt, de sûreté atmosphérique; régulateurs alimentaires, robinets d'extraction normale, d'extraction de surface; les robinets de vidange; mettre les brides de sûreté aux robinets d'extraction. Monter les différents robinets qui établissent la communication des chaudières avec les machines auxiliaires, les soutes, le tirage forcé, — indiquer par une inscription les fonctions de chacun des tuyaux et des robinets, leur ouverture, leur fermeture, appliquer les teintes conventionnelles; toute teinte uniforme indique un courant continu dans le tuyau; interrompue par des anneaux, indique une intermittence, refoulement de pompe ou évacuation de vapeur — rouge carmin représente la vapeur; noir, l'eau salée; ocre l'eau de cale; bleu, l'eau douce; vert, les passages d'air; violet, eau sous pression.

Montages des chaudières cylindriques (fig. 430). — Déterminer leur hauteur par rapport aux carlingues et leur distance par rapport à un point de la machine, à un registre ou à un cylindre; cette position est exactement indiquée par le dessin afin d'éviter toute modification dans les dimensions et la forme des tuyaux. — Embarquer les chaudières extrêmes, placer chacune sur les carlingues qui l'entourent sur une certaine partie — fixer les pattes *pp*, *p'p'* aux carlingues, chaque chaudière en possédant quatre, deux sur la face A' et deux sur la face R.

Relier les chaudières entre elles par les tirants.

Si les coques sont en fer, l'emplacement des chaudières est donné par la construction; il n'y a qu'à les fixer sur les cornières circulaires sur lesquelles elles reposent (fig. 431). — Dans le cas de plusieurs chaufferies séparées par des cloisons longitudinales et transversales, l'emplacement est également déterminé.

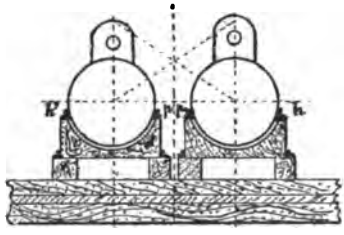


Fig. 430.

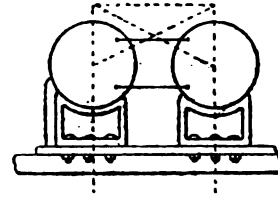


Fig. 431.

Si la chaufferie est en travers, prendre le milieu de l'axe de la chaufferie et limiter par des fils l'emplacement exact des chaudières.

Si les chaudières sont du système Belleville, monter les enveloppes en tôle, établir la maçonnerie, introduire ensuite les éléments, monter le cylindre épurateur et le collecteur inférieur; monter le cylindre du flotteur et la soupape régulatrice alimentaire. Monter les soupapes de sûreté et d'arrêt.

Avantage et inconvénient d'un plancher sous les chaudières. — Le plancher recouvert de plastique a pour but de préserver le dessous des chaudières contre l'humidité de la cale, d'empêcher leur oxydation, d'empêcher leur rayonnement dans le fond du bâtiment et de ne pas échauffer outre mesure ces parties.

Comme inconvénients, si les chaudières donnent lieu à des suintements, l'humidité est entretenue, l'oxydation est en permanence, il empêche les visites des fonds et empêche de reconnaître immédiatement les fuites provenant soit des coutures, soit des entretoises.

CHAPITRE III

PROPULSEURS

ROUES

Formées de moyeux en fonte clavetés à l'extrémité des arbres extérieurs et sur lesquels sont boulonnés les rayons reliés entre eux par les jantes. Aux rayons sont fixés les pales. La figure 1 montre clairement que la pression de la pale sur l'eau n'est entièrement utilisée pour la propulsion que dans la position 2. En 1 et 3, il y a décomposition de cette pression, une des composantes seule travaille utilement.

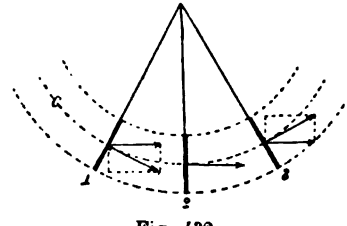


Fig. 432.

Centre d'action. — Les pressions exercées sur l'eau par les diverses portions de la pale croissent comme leurs vitesses avec leur éloignement de l'axe. Le centre d'action est le point d'application de la résultante de toutes ces pressions, il est situé à peu près aux 0,4 de la hauteur de la pale, à partir de son bord extérieur. Toutefois dans les calculs relatifs aux roues, on considère presque toujours la circonférence décrite par le milieu des pales.

Cercle roulant. — Celui qui a pour rayon la distance à l'axe des points de la roue qui ont la même vitesse que le navire.

Éléments des roues à aubes. — 1° *Diamètre.* — C'est celui de la circonférence décrite par l'extrémité des pales. Les grands diamètres ont plus d'aubes trempantes, mais nécessitent des appareils plus lourds et plus coûteux.

2° *Pas.* — Distance entre les milieux de deux pales consécutives; doit être assez grand pour le dégorgement de l'eau. Vaut moyen-

nement 1 mètre dans les roues à aubes fixes, $1^m,30$ dans celles à aubes articulées.

3° *Angle d'entrée et de sortie* (fig. 433). — *abc*, *acb* valent moyennement 45° pour les aubes fixes et 65 à 70° pour les autres.

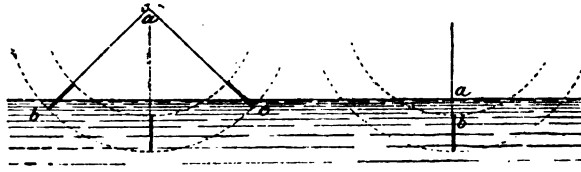


Fig. 433. Fig. 434.

4° *Immersion* (fig. 434). — Quantité *ab* dont le bord intérieur de la pale est au-dessous de la flottaison quand elle est verticale, vaut moyennement les 0,04 du diamètre de la zone. Plus grande, la machine a plus de peine à tourner ; plus petite, la pale n'appuie pas assez sur l'eau.

5° *Nombre d'aubes trempantes* (fig. 435). — Résulte du nombre des aubes, du pas et du diamètre, vaut $\frac{N}{360}$ (180 — 2 α) — 1. (Ce — 1 provient de ce fait que si *m* entre, *n* sort.)

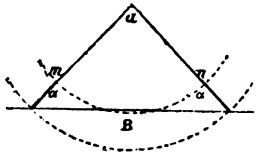


Fig. 435.

En général, on fait la surface des aubes trempantes égale à la moitié de B^2. La dimension dans le sens du diamètre est naturellement limitée par le diamètre de la roue et par l'immersion. Leur longueur résulte de la surface qu'elles doivent avoir et aussi de la nécessité de ne pas exagérer leur encombrement.

6° *Avance.* — Chemin parcouru par le navire pour un tour de roue $= \frac{V \times 0,514 \times 60}{N}$.

7° *Recul.* — Différence entre la circonférence décrite par le centre d'action des pales et l'avance. *Le coefficient de recul r* est le rapport du recul à la circonférence *c* décrite par le centre d'action des pales. (Dans la pratique, on substitue an centre d'action le milieu des pales.)

Si D' est le diamètre de la circonférence C, on a :

$$r = \frac{\pi D' - \text{avance}}{\pi D'}.$$

De beau temps, r vaut moyennement 0,2. Le vent debout, la surcharge du navire, l'état de sa carène..., accroissent sa valeur.

Installation des roues en porte-à-faux (fig. 436. — Une chaise est fixée à la muraille du bâtiment. Le moyeu est composé d'un seul

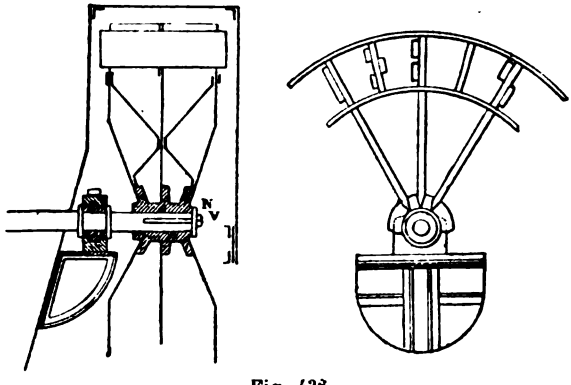


Fig. 436.

tourteau aux nervures duquel sont rivées les pièces RR, rr. Une rondelle N maintenue par la vis V fixe la roue.

Fixation des pales. — Suffisamment expliquée par les figures 437 et 438. L'installation Dupond (fig. 439) permet de les déplacer en

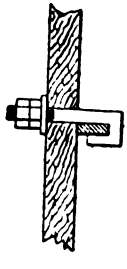


Fig. 437.

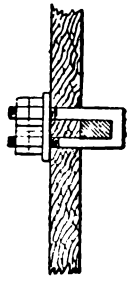


Fig. 438.

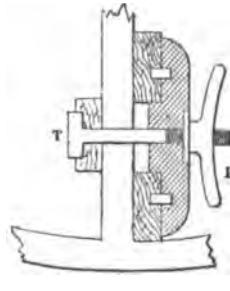


Fig. 439.

desserrant l'écrou à l'oreille E qui les maintient par l'intermédiaire du taquet T.

Roues à aubes articulées. — Celles-ci peuvent prendre pendant

leur immersion les inclinaisons les plus favorables à leur action sur l'eau. On les avait d'abord installées de façon à ce qu'elles fussent verticales (fig. 440), mais l'expérience prouve que cette disposition était vicieuse et une étude attentive de l'action de ces pales sur l'eau, montre en effet qu'elles scient à l'entrée et à la sortie. En somme, on a adopté pour les angles d'entrée et de sortie une valeur moyenne de 70° qui parait être la plus favorable.

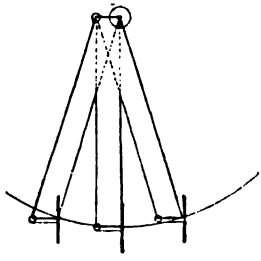


Fig. 440.

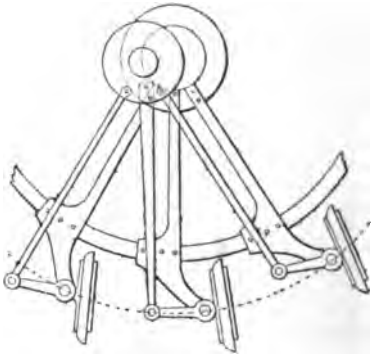


Fig. 441.

Les aubes sont mues par des bielles qui vont s'articuler à un collier mobile autour d'un tourillon solidement fixé à l'élongis. Une des bielles nommée bielle directrice et plus forte que les autres, fait tourner le collier. La figure 441 donne l'idée de l'ensemble de l'installation et du fonctionnement de ces roues, qui ont été rayées du programme des deuxièmes maîtres et ne figurent plus guère que pour mémoire sur celui des maîtres.

Démonter les aubes à la mer. — Mettre en panne, bosser les roues, enlever les aubes supérieures, puis virer de façon à amener dans l'eau les rayons sans aubes, bosser de nouveau. Procéder d'une façon analogue pour le remontage.

DE L'HÉLICE

On nomme hélice géométrique une courbe tracée par un point sur un cylindre droit à base circulaire et coupant les génératrices de ce dernier sous un angle constant.

Si on déroule la surface cylindrique sur un plan, l'hélice devient

une droite, réciproquement, on forme une hélice en enroulant sur un cylindre un plan sur lequel a été tracée une droite.

Pour démontrer cette proposition : soit A*b* (fig. 442), la droite qu'on enroule suivant AMB ; prenons sur elle deux points infini-

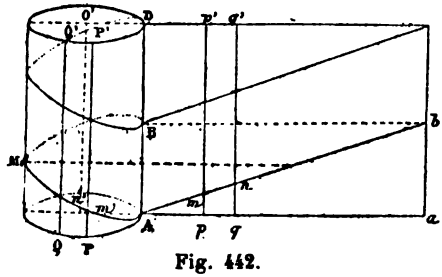


Fig. 442.

ment voisins *m* et *n* représentés par les points *m'n'* de la courbe. Menons *pp'*, *qq'* parallèles à AD et les génératrices PP', QQ'. Il est évident que dans l'enroulement le trapèze *mnpq* vient s'appliquer sur *m'n'*PQ, trapèze curviligne, mais dont la courbure des côtés est négligeable à cause de leurs dimensions infiniment petites ; donc les angles *m'n'*Q et *mnq* sont égaux entre eux et à A*ba* et la courbe AMB satisfait à la définition de l'hélice.

Inclinaison de l'hélice *i*. — C'est l'angle *b*A*a*. Si *h* est le pas, *r* le rayon, on a : tangente $i = \frac{h}{2\pi r}$.

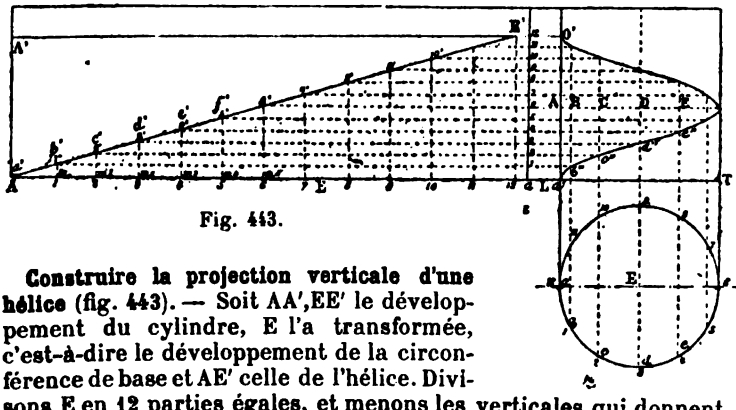


Fig. 443.

Construire la projection verticale d'une hélice (fig. 443). — Soit AA',EE' le développement du cylindre, E l'a transformée, c'est-à-dire le développement de la circonférence de base et AE' celle de l'hélice. Divisons E en 12 parties égales, et menons les verticales qui donnent les points 1', 2', 3'.

Dans le triangle AEE', on a $a'b' : a'c' : a'd' :: a'm : a'm_1 : a'm_2 ::$

$b'm : c'm_1 : d'm_2$. Mais $a'm$, $a'm_1$, $a'm_2$ sont égales aux projections horizontales rectifiées des parties $a'b'$, $a'c'$, $a'd'$ de l'hélice et $b'm$, $c'm_1$, $d'm_2$ aux parties de génératrices ABCD, comprises entre les points bcd de l'hélice E. On en déduit la construction suivante : soient a' et o' deux points de la génératrice A, par lesquels doit passer l'hélice ; divisons a'' o'' en 12 parties égales et menons des parallèles à LT ; divisons de même la circonférence E en 12 parties égales et menons des perpendiculaires à LT ; a'' b'' c'' seront des points de la projection verticale de l'hélice.

On voit qu'on peut définir l'hélice une courbe engendrée par un point qui se meut sur un cylindre de révolution en avançant dans le sens de la génératrice de quantités proportionnelles aux angles de rotation décrits autour de l'axe, a'' o'' est le pas, $a'b'$ c''..., o' une spire de l'hélice.

HÉLICE PROPULSIVE

Surface hélicoïdale gauche engendrée par une droite dite *génératrice*, assujettie à suivre les contours d'une hélice géométrique tracée sur un cylindre et à passer constamment par l'axe de ce dernier en formant un angle constant, ou encore, surface engendrée par une droite perpendiculaire à l'axe, s'élevant de quantités proportionnelles aux chemins angulaires parcourus par un autre point de la droite sur une hélice dite *directrice*.

Si l'angle a que la génératrice fait avec l'axe est quelconque, les génératrices successives de l'hélicoïde sont respectivement parallèles à celles d'un cône de révolution dont l'axe est parallèle à celui de l'hélicoïde et dont la génératrice fait avec l'axe du cône un angle égal à l'angle de cette génératrice avec l'axe du cylindre.

La surface gauche prend le nom d'hélicoïde gauche à cône directeur. Si l'angle a est droit, les génératrices sont parallèles à un plan perpendiculaire à cet axe, et l'hélicoïde est à plan directeur.

Ainsi (fig. 444), si la droite Ab rencontre l'axe oo du cylindre C et fait avec lui un angle constant Abo, si cette droite tourne autour de oo en s'appuyant par un de ses points a sur une hélice AA_1A_2, elle engendrera la surface gauche hélicoïdale tracée sur le cylindre et représentée par les parties hachées.

La surface hélicoïdale qui a pour directrice une spire complète a pour projection horizontale le cercle de base du cylindre et son contour extérieur la circonférence de ce même cercle. Une portion de surface hélicoïdale am Kn a pour projection horizontale le secteur $a'm'b'$; l'arc $a'm'$ est la projection de la portion am de la spire directrice.

Comme le moyeu prend une certaine partie de la surface, la projection de chaque aile n'est qu'une couronne am i' i'' dont $a'm'$ $i_1i'_1$ est la projection.

En général l'axe de l'arbre de l'hélice, quand il n'y en a qu'une, correspond à celui du bâtiment.

Quand il y en deux, leurs arbres sont parallèles, ou un peu divergents pour que les hélices ne se gênent pas et aient un diamètre suffisant (*Duperré*).

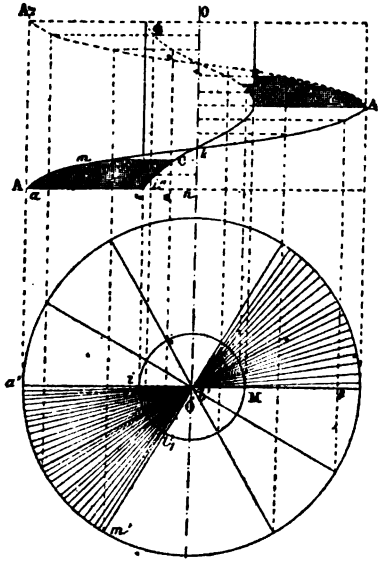


Fig. 444.

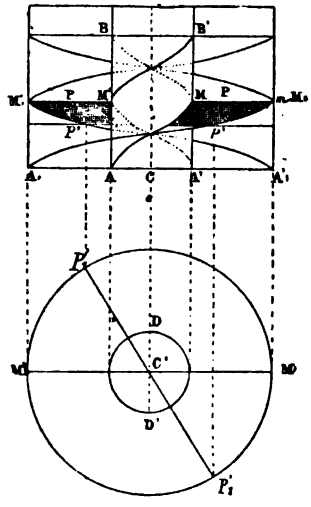


Fig. 445.

Génération de l'hélice à deux ailes (fig. 445). — AMB, A'M'B' sont les hélices géométriques, AA_1, $A'A'_1$ les deux droites génératrices qui, en tournant d'un même nombre de degrés, engendrent deux surfaces héliçoïdales équivalentes. On les limite en faisant passer deux plans PP, P'P', perpendiculaires à l'axe et écartés de façon à donner aux surfaces la valeur voulue.

Pour une hélice à quatre ailes, on décrirait par les points D, D' deux autres hélices directrices. Pour un plus grand nombre, on diviserait la base du moyeu en autant de parties égales.

Fraction de pas partielle. — C'est $\frac{mn}{AB}$ ou $\frac{P'_1M_2}{\pi D}$ ou : secteur,

$$\frac{\frac{P_1'C'M_2}{\pi D^2}}{4}.$$

Fraction de pas totale. — C'est la somme de toutes les fractions de pas partielles.

Eléments d'une hélice propulsive. 1° *Diamètre.* — Généralement égal aux 6/7 du tirant d'eau. Par calme, l'hélice est généralement immergée du 1/6 de son diamètre. Entre l'arête de ses ailes et la cage, on laisse $0^m,10$ ou $0^m,20$ pour éviter les chocs.

2° *Pas.* — (Voy. plus haut). Vaut généralement 1,5 le diamètre. Quand il est à droite (cas habituel), le navire tend à venir sur B, dans la marche AV ; sur T dans la marche AR ; au point fixe, il donne de la bande sur T dans le premier cas, sur B dans l'autre. Cela s'explique par le surcroît d'appui que les ailes trouvent dans l'eau profonde.

3° *Fraction de pas totale.* — Vaut 0,25 à 0,30 du cercle qui représente la projection d'une spire complète.

On laisse libre le reste pour assurer un prompt dégagement à l'eau. Est un peu plus grande au moyeu pour la solidité des ailes.

4° Le nombre d'ailes.

Hélice à pas constant (fig. 446). — La développée est pour chaque aile l'hypothénuse d'un triangle rectangle dont les deux autres côtés sont les fractions de circonférence et de pas partiel.

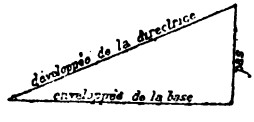


Fig. 446.

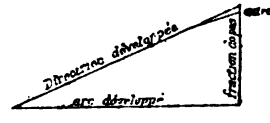


Fig. 447.

Pour éviter les chocs de l'arête d'entrée des ailes, on diminue généralement le pas sur 1/5 de la longueur de la directrice en le faisant égal à l'avance présumée du bâtiment.

La figure 447 représente le triangle de développement.

Hélice à pas croissant. — La développée devient une courbe

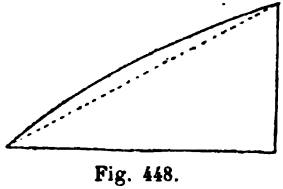


Fig. 448.

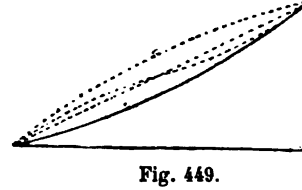


Fig. 449.

(fig. 448). Si le pas était décroissant, la courbe serait celle de la

figure 449. Enfin la figure 450 représente le cas où un pas décroissant succède à un pas croissant. Ces formes, essayées dans les premiers temps, n'ayant pas présenté d'avantages assez grands pour contre-balancer les difficultés d'exécution, sont abandonnées.

Détermination du pas de l'hélice. 1° *Pas constant* (fig. 451). — L'hélice

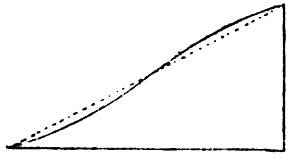


Fig. 450.

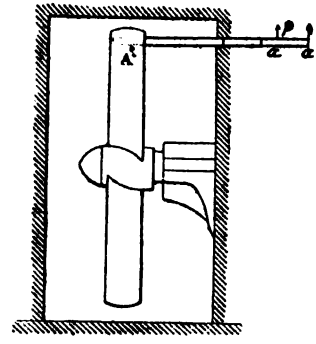


Fig. 451.

étant en place, mettre contre le bord de l'arête d'entrée un coulisseau glissant dans une rainure ; faire virer la machine jusqu'à ce que l'extrémité de la droite qui forme le bord de l'arête de sortie quitte le coulisseau. Le déplacement *aa'* du coulisseau sur l'R mesure la fraction de pas partielle *p*. Faire passer toutes les ailes comme vérification. Si A° est l'arc des ailes, D la distance dont le coulisseau a marché, le pas est :

$$\text{Pas} = D \times \frac{360}{A}$$

Si l'hélice est démontée (fig. 452), la placer sur un marbre, l'axe bien vertical, mener le rayon qui passe par le milieu de l'arc qui termine l'aile ; tracer ceux des extrémités et obtenir ainsi sur le marbre un secteur qui représente la projection de l'aile ou sa fraction de pas partielle. Mesurer ou calculer l'angle au sommet. Coller une bande de papier à l'extrémité de l'arc AB' : diviser l'aile en un

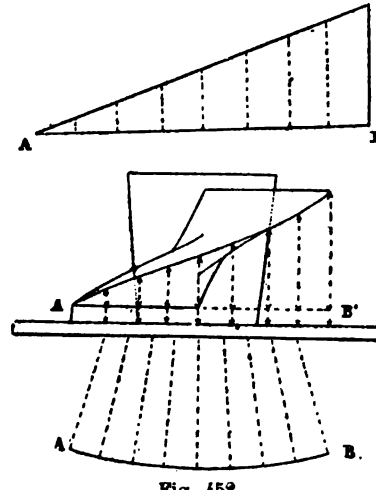


Fig. 452.

certain nombre de parties égales et diviser AB en un même nombre de parties ; à chaque point, élever une perpendiculaire égale à la hauteur trouvée entre le bord de l'aile et la face du marbre : joindre tous les points obtenus. On a ainsi un triangle rectangle dont l'hypothénuse est le développement de l'hélice directrice, AB le développement de l'arc, BC la fraction de pas correspondante :

$$\text{Pas} = \frac{BC \times 2\pi R}{\text{arc } AB'}$$

Procédé employé par les ingénieurs pour relever exactement les éléments d'une hélice (fig. 453). — Pour relever les éléments d'une hélice, on la place sur un marbre horizontal en faisant reposer la

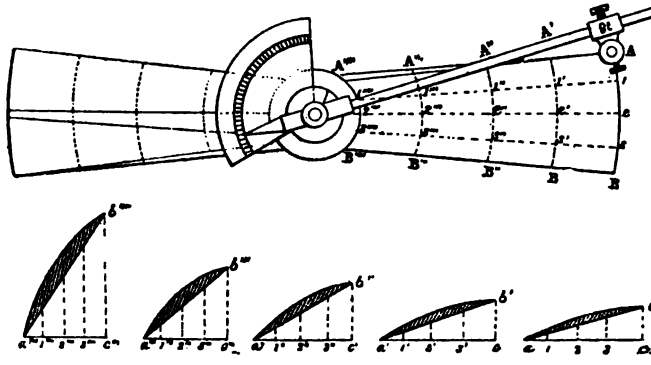


Fig. 453.

face A' du moyeu. On remplace l'arbre par un tampon dans le trou du moyeu, on prend exactement le centre que l'on établit sur une partie métallique cylindrique qui sert de pivot à une règle en bois, graduée en mètres et fractions de mètres à partir d'une certaine distance. Sur cette règle peut courir un bloc *bt* portant perpendiculairement à sa longueur un style gradué, par le moyen de vis de pression, on fixe le bloc et le style aux positions voulues.

Sur la partie supérieure du tampon est fixé un cadran gradué en degrés, une aiguille appartenant à la règle indique en parcourant ce cadran les arcs décrits.

Amenant la coulisse de façon que le style se trouve en A, naissance de l'arc AB qui est l'angle de sortie du bord extérieur de l'aile , traçons un repère, amenons la coulisse à tangenter la circonférence du moyeu, divisons la distance A''''A en quatre parties égales par exemple et reportons ces divisions sur la règle.

Plaçons le bloc successivement à chacune de ces divisions et décrivons des arcs concentriques nous représentant les projections des directrices, prises à des distances connues du centre. Partageons l'arc AB et chacune des projections A'B', A''B'' A'''B''', et A''''B'''' en un certain nombre de parties égales, en un même nombre quatre que l'arête extérieure, nous obtiendrons les points A, 1, 2, 3; A', 1', 2', 3', etc... Commençons par relever les éléments du bord extérieur de l'aile AB, développant la projection de la directrice correspondante en calculant le nombre de degrés compris entre A et B. Supposons que ce nombre soit 32° $2\pi R : 360 :: x : 32$ d'où :

$$x = \frac{2\pi R \times 32}{360} = y$$

Portons cette longueur en *ac*, divisons cette longueur en quatre parties égales et élevons en chacun des points 1, 2, 3, *c* des ordonnées égales à celles que nous obtenons avec le style en le plaçant successivement aux points A, 1, 2, 3, B; en joignant tous ces points, nous obtenons *ab* qui est le développement de la directrice. Si cette ligne est droite, l'hélice est à pas constant, si elle est courbe, l'hélice est à pas variable, enfin si elle est brisée, l'hélice est à deux pas. Portons ensuite au-dessus de chaque ordonnée et normalement à *ab*, les épaisseurs de l'aile mesurées à ces divers points, et faisant passer une seconde ligne par les extrémités de ces normales, nous obtiendrons le développement de la directrice du pas du côté de la marche R. Le triangle rectangle *abc* nous donne tout ce qui est nécessaire pour calculer le pas et la fraction de pas de cette partie de l'aile. Le pas est donné par la proportion

$$\frac{ac}{2\pi R} = \frac{bc}{p}, \text{ d'où : } P = \frac{2\pi R \times bc}{ac}$$

la fraction de pas partielle est égale à $\frac{bc}{P}$ et totale à $\frac{bc}{P} \times n$.

On procède de la même façon pour obtenir le pas aux autres parties de l'aile.

Pas d'entrée et pas de sortie. — Opérer comme précédemment en joignant toutes les extrémités des perpendiculaires (fig. 454) on constate qu'on a une brisée. En joignant AB, on a le pas à la corde ou pas moyen. Pour représenter sur un dessin les directrices, sachant que le pas d'entrée com-

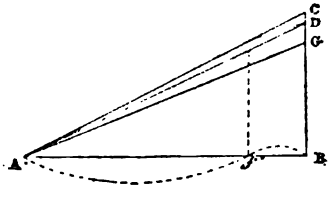


Fig. 454.

mence aux 4/5 de l'arc développé soit en *f*, on cherche les deux développées qui correspondent, l'une au pas de sortie supposé constant, l'autre au pas d'entrée qu'on fait égal à l'avance présumée du bâtiment. On élève la perpendiculaire BC, sur laquelle on prend BC et BG égaux aux produits du pas par la fraction de pas partielle correspondant, on mène AC et AG, puis la perpendiculaire *of*, et la parallèle à la directrice AG, qui donne la directrice correspondant aux deux pas.

Pas moyen ou de la corde et moyenne des pas (fig. 455). — Le pas moyen correspond à l'hélice directrice AD. La moyenne des pas est la moyenne arithmétique entre BC et BG dont les hélices sont AC et AG. Il est égal à $BG + \frac{GC}{2}$. Si on prend le milieu X de GC, BX est fraction de pas de la moyenne des pas et AX la directrice. Nous n'examinerons pas le cas du pas croissant aujourd'hui abandonné.

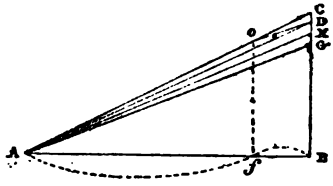


Fig. 455.

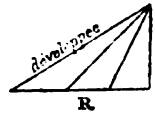


Fig. 456.

Tracé réduit du triangle rectangle qui donne l'inclinaison de l'hélice (fig. 456). — On peut diviser par 6,28 les trois côtés, c'est-à-dire, employer comme côtés de l'angle droit le rayon du cylindre R et le pas divisé par 6,28. On voit que l'inclinaison croît rapidement à mesure que R diminue, c'est-à-dire qu'on se rapproche de l'arc.

Relation entre le pas et le diamètre. — Si le pas était très grand par rapport au diamètre, les ailes n'actionneraient l'eau que latéralement. Elles ne feraient que la couper dans le cas contraire.

Influence de la fraction de pas sur l'utilisation de l'hélice. — Cette utilisation augmente quand la fraction de pas croît de 0,3 à 0,5, au delà elle diminue. Pour éviter de donner trop d'épaisseur à la racine de l'aile, ce qui nuirait à la marche en R, car c'est naturellement sur l'AV de l'aile qu'on reporte le surcroît d'épaisseur, on y augmente la fraction du pas partielle.

Nombre d'ailes. — Généralement pair pour l'équilibre sauf sur les très petits bâtiments à faible tirant d'eau, où les grandes vitesses de rotation sont nécessaires et où l'on emploie souvent des

hélices à trois ou cinq ailes. L'expérience a prouvé que les hélices à quatre ailes ont un meilleur rendement mais un peu de trépidation. C'est l'inverse pour celles à six ailes. Les hélices à deux ailes simples sont mauvaises sous les deux rapports, quant aux hélices Maugin, jadis très employées sur les navires mixtes, elles ont à la fois un rendement mauvais et de violentes trépidations.

CLASSIFICATION DES HÉLICES

1° Au point de vue de la génératrice. — Comprennent : 1° *Hélices à génératrice droite.* Ont leur surface comprise entre deux plans perpendiculaires, quelquefois la droite génératrice est inclinée sur l'arrière par rapport à l'arc (fig. 457).

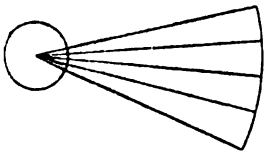


Fig. 457.

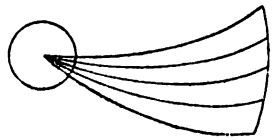


Fig. 458.

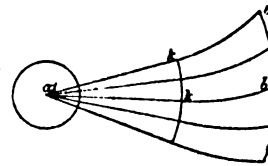


Fig. 459.

2° *Hélices à génératrice courbe* (fig. 458). — Leur projection verticale est la même que celle des hélices précédentes, la projection horizontale représente la forme de la courbe génératrice.

3° *Hélice à génératrice mixte* (fig. 459). — La génératrice comprend une droite *a"*K allant du centre au milieu de l'aile et un arc de cercle K*b"* dont le rayon est égal à celui de l'hélice (*Océan, Marengo*).

2° Au point de vue de la directrice. — 1° *Hélices à directrice droite ou à pas constant.* — Sont celles dont la génératrice, quelle qu'elle soit, s'élève toujours de quantités égales sue l'axe pour des angles égaux décrits autour de cet arc. Dans le triangle *abc* (fig. 460) où *ab* et *bc* sont la circonférence $2\pi R$ et le pas multipliés tous deux par la fraction de pas partielle, *ac* est la directrice planifiée.

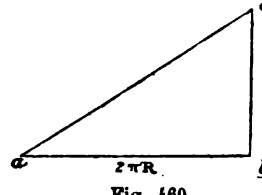


Fig. 460.

2° *Hélices à directrice courbe, brisée ou mixte, à pas croissant.* — Celles où la génératrice s'avance dans le sens de l'axe de quantités qui croissent pour les mêmes chemins angulaires parcourus autour de l'axe.

Si l'on ne veut avoir qu'un pas d'entrée et un pas de sortie, la directrice est une ligne brisée.

3° Au point de vue de la disposition et de la forme des ailes. — 1° *Hélices à ailes droites.* — Les ailes sont des portions d'hélicoïdes comprises entre deux plans perpendiculaires à l'axe (fig. 461 et 462).

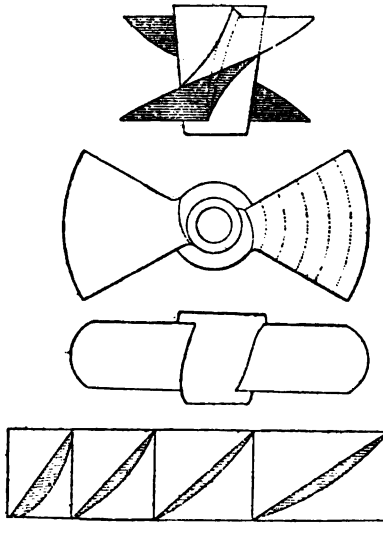


Fig. 461.

2° *Hélices à ailes courbes dans un seul sens.* — Les portions hélicoïdales sont bien comprises entre deux plans perpendiculaires à l'arbre, mais sont engendrées par une génératrice courbe.

3° *Hélices à ailes courbes dans les deux sens.* — Ailes formées par des génératrices droites et comprises entre deux courbes parallèles. Sur les gardes-côtes et les croiseurs rapides, les ailes sont dirigées sur l'Æ. Sur le *Tourville*, on a limité les ailes par deux plans parallèles, inclinés par rapport à l'eau. Ces hélices diminuent beaucoup les trépidations parce qu'elles rejettent les filets d'eau dans une direction plus voisine du moyeu, étant portées sur l'Æ, elles agissent sur une eau plus tranquille et ont un meilleur rendement.

4° Au point de vue de la disposition des ailes sur le moyeu. — 1° *Hélices à deux ailes simples.* — 2° *Hélices à ailes doubles superposées.* — 3° *Hélices à ailes développées*, tantôt venues de fonte avec le moyeu, tantôt fixées par des tenons clavetés.

5° Au point de vue de la conjugaison des hélices avec l'arbre de la machine. — 1° *Hélices fixes.* — Reliées au dernier tronçon d'arbre par des clavettes longitudinales et transversales, ces dernières sont quelquefois remplacées par un écrou vissé sur l'extrémité de l'arbre. En ce cas, l'emmanchement de l'hélice est conique et l'écrou sert d'appui dans la marche en Æ; il doit être goupillé.

Les hélices en porte-à-faux avec coussinet sur la face AV de l'étambot sont le plus souvent fixes.

2° *Hélice amovible.* — Celle que l'on pouvait remonter dans un puits.

L'emmanchement avec l'arbre était conique, hexagonal ou à

mâchoire. Dans le premier cas, on cintrait l'arbre à l'aide d'un dispositif spécial; dans le deuxième cas, on mettait la mâchoire verticale.

Ces systèmes, qui facilitaient la marche à la voile ont été abandonnés comme affaiblissant l'arrière.

DESCRIPTION ET DÉTAILS DE CONSTRUCTION DES HÉLICES

En bronze sur les navires en bois, en fonte de fer ou en acier avec ailes rapportées sur le moyeu pour les navires en fer, pour prévenir l'effet galvanique.

Comme solidité et poli, les hélices en bronze sont préférables; aussi les cuirassés en fer en ont-ils malgré l'inconvénient signalé, qu'on diminue d'ailleurs en appliquant des pointures métalliques spéciales sur la carène. On les coule dans des moules en sable saupoudrés d'ardoise pilée, ce qui dispense du polissage. Jusque vers 750 chevaux nominaux, les ailes viennent de fonte avec le moyeu, au delà, le danger de non homogénéité serait tel qu'on préfère les hélices à ailes rapportées.

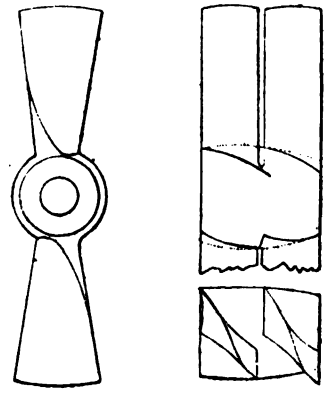


Fig. 462.

1° Hélices à deux ailes simples (fig. 461, voy. plus haut).

2° Hélices Mangin (fig. 463). Parfois on augmente un peu le pas des ailes de l'R afin de compenser l'infériorité de leur appui dans l'eau; cela permet de diminuer un peu la distance des deux branches. Ont moins de chances de déformation pendant la coulée que les hélices équivalentes à deux ailes simples.

Celles à ailes triples sont abandonnées.

3° Hélices à moyeu sphérique et à ailes rapportées (fig. 463). — Moyeu claveté sur l'arbre et pourvu de quatre ou six évidements où s'emboîtent à fond les tenons des ailes. Des cavités intermédiaires permettent l'emmanchement des clavettes dont les extrémités sont noyées dans l'épaisseur du moyeu et recouvertes de tampons de bronze. Les cavités sont remplies par des morceaux de bois dur, solidement coincés et recouverts ensuite de cuivre rouge.

Ont quatre ou six ailes à pas d'entrée (celles à quatre ailes sont les meilleures). L'axe des tenons est placé de manière à se raccorder en plein sur l'épaisseur de l'aile. Sont employées sur les grands cuirassés à une seule machine, à cause de la possibilité de remplacer très promptement une aile cassée, mais le diamètre énorme du moyeu nuit beaucoup à leur action.

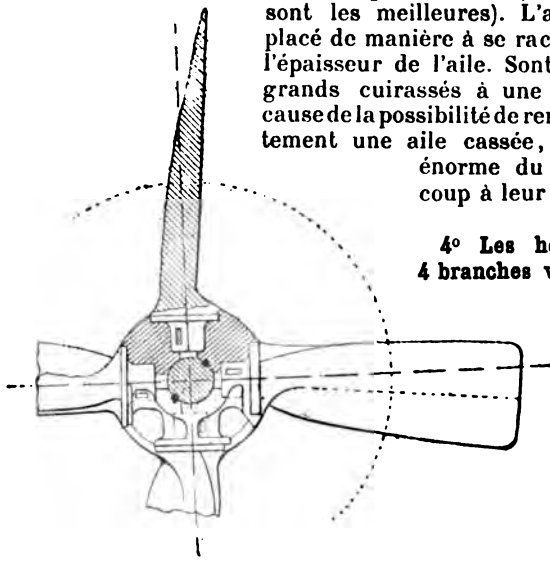


Fig. 463.

4° Les hélices nouvelles à 4 branches venues d'un seul jet avec le moyeu. — Pas constant, ailes limitées par deux cylindres dont les intersections avec la surface hélicoïdale se projettent suivant des arcs de cercle.

Tracé d'une hélice de ce genre. — Traçons les circonférences extrêmes des ailes et du moyeu.

Soit *oa* la médiane d'une aile ordinaire; le rayon *ob* fait avec cette ligne un angle de 20° en arrière du sens de la rotation pour la marche avant.

Prenons *o*K égal au 1/5 de *oa*, l'arc K*b* qui est la projection de la médiane devant être tangente à la médiane au point K et passer par le point *b*, on aura son centre à la rencontre K' de la perpendiculaire élevée en K sur *oa* et de celle élevée sur la corde K*b* et en son milieu. Les arcs *mnp* et *qrs* qui limitent les ailes sont déterminés par les longueurs des fractions de pas partielles correspondantes à certaines parties de l'aile plus ou moins éloignées du centre; si nous supposons trois sections faites : 1° à la naissance de l'aile; 2° à la moitié du rayon et enfin à l'extrémité de l'aile, et que les fractions de pas partielles à ces distances soient pour la naissance 0,13, pour le milieu 0,06 et pour l'extrémité 0,04, si nous décrivons des arcs du point O comme centre avec les longueurs indiquées pour rayon et que de chaque côté de la médiane, nous portions des quantités égales à la moitié de ce pas total par la fraction de pas partielle, nous obtiendrons les points *mnp*, pour la limite de l'arc d'entrée et *qrs* pour l'arc de sortie. Pour avoir la fraction de pas total, il suffira de multiplier la fraction de pas

partielle par le nombre d'ailes. Cette fraction de pas va en croissant de l'extrémité de l'aile au moyeu.

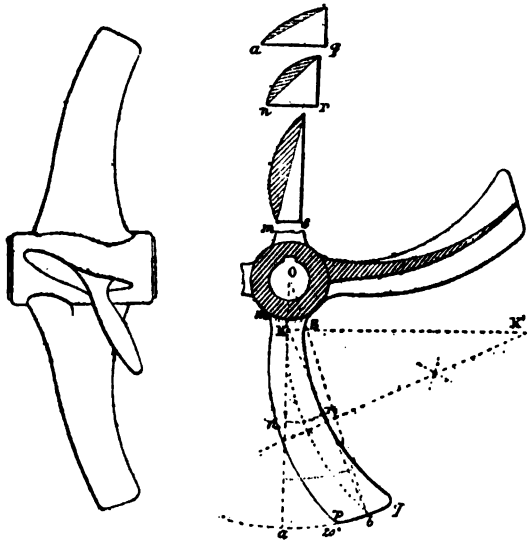


Fig. 464.

Les ailes sont dévoyées en arrière, cette forme diminue beaucoup les trépidations à l'arrière.

Construction d'une hélice à 4 ailes ordinaires (fig. 464). Pour construire une hélice, il faut connaître ses éléments : 1° son diamètre ; 2° la fraction de pas partielle à différents points de l'aile ; 3° le nombre d'ailes, leur épaisseur à leur naissance, à leur extrémité.

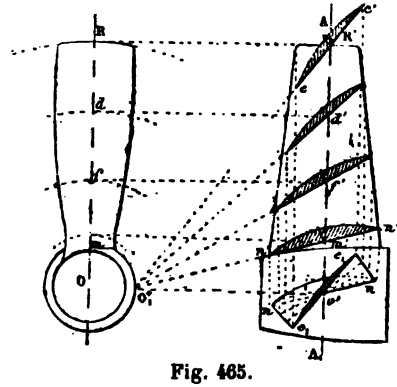


Fig. 465.

Représentons la projection horizontale d'une hélice dont la circonférence extrême est OR. Du point O comme centre, décrivons la circonférence du moyen OM et deux autres circonférences concentriques passant par la moitié et les 3/4 du rayon; soient *of* et *od* ces circonférences. L'hélice ayant quatre ailes

également réparties sur le moyeu, traçons deux diamètres perpendiculaires qui nous représenterons les médianes des ailes. Pour trouver des points qui limiteront les ailes, prenons les fractions de pas partielles à l'extrêmité, aux 3/4, à la moitié et au moyen de l'aile. Multiplions les circonférences R, $\frac{3R}{4}$, $\frac{R}{2}$ par ces fractions partielles, nous aurons la largeur de l'aile en chacune de ces positions, portons la moitié de ces quantités de chaque côté de la médiane, nous aurons les points qui limitent les ailes.

Pour avoir la projection verticale, traçons l'axe AA, d'une aile verticale et celle du moyeu et projetons sur cet axe les points milieux R, *d*, *f*, *m*. Pour avoir la longueur de l'aile dans le sens de l'axe en ces points, multiplions le pas total par les fractions de pas partielles, nous aurons les longueurs demandées, portons les moitiés de ces quantités de chaque côté de R' *d' f' m'* nous obtiendrons en joignant tous ces points le profil de l'aile. Pour obtenir les différentes sections aux points R' *d' f' m'*, cherchons l'inclinaison de l'aile ou de la directrice en chacun de ces points. Nous savons que cette inclinaison est donnée par l'hypothénuse d'un triangle rectangle dont un des côtés de l'angle droit est le pas et l'autre le développement de la circonférence, et comme pour réduire les dimensions du dessin, nous pouvons diviser la circonférence développée et le pas par 2 π pour avoir les inclinaisons que nous cherchons, nous élèverons en O' une perpendiculaire O' O', égale au pas divisé par 2 π et nous joindrons O'_1 aux points R' *l' d'* et *m'*, les longueurs O R', O D', O *f'* et O *m'* représentant les circonférences décrites de O' avec ces longueurs pour rayons, que l'on a divisées par 2 π. Les droites O_1 R', O_1 *d'*, O_1 *f'*, O_1 *m* représenteront les inclinaisons; pour avoir la longueur, nous n'aurons qu'à projeter la largeur du profil de l'aile sur ces directions et porter l'épaisseur sur une perpendiculaire élevée aux points milieux R', *d'*, *f'*, *m'*.

Pour avoir la vue de bout d'une aile, comme l'extrémité *e e'* se projette parallèlement, par le centre O', il suffira de lui mener une parallèle *e*, *e'*, et d'abaisser les perpendiculaires *e e*, *e' e'* qui la limiteront, mener *n n'* parallèle à l'inclinaison *n n'* du moyeu, et raccorder les extrémités de ces droites qui donneront la projection de l'aile vue debout.

Tracé d'une hélice à ailes courbes rejetées en arrière (fig. 466). — Cette hélice est à génératrice droite. La directrice est une spire ordinaire à pas constant.

Les lignes médianes ont pour projections sur le cercle des spirales construites de la manière suivante : soit CB le rayon de l'hélice, traçons la circonférence de l'extrémité des ailes, prenons l'arc AB de 42° à 44°, partageons-le et le rayon en un même nombre

de parties égales, cinq par exemple, joignons les points de division de l'arc AB au centre, par chacun des points de division du rayon BC, décrivons des arcs concentriques, les points de rencontre des rayons et des axes de même numéro donnent les points de la courbe CB, qui est la projection de la ligne médiane de l'aile. Pour terminer la projection de l'aile, il suffit de porter de chaque côté de la ligne médiane des portions d'arc correspondant aux demi-fractions de pas partielles, c'est-à-dire que pour obtenir les points *e* et *f* par exemple, il faudra obtenir la valeur de l'arc *e f* en degrés donnés par l'égalité $e\,f = 360 \times$ fraction de pas partielle en ce point du rayon. Si la fraction de pas vaut 0,020 aux 4/5 du rayon, $e\,f = 360^\circ \times 0{,}02 = 7^\circ$; il faudra donc porter 3°,5 de chaque côté du point O en joignant les points obtenus par une

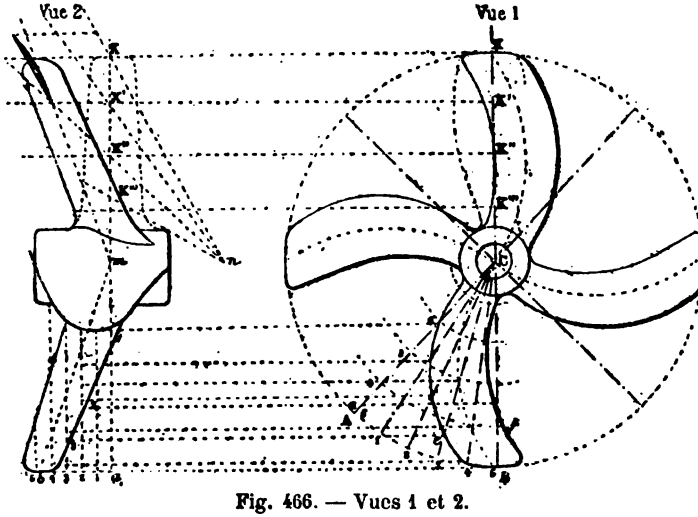


Fig. 466. — Vues 1 et 2.

courbe, on obtient la projection de l'aile. Les bords extérieurs de ces ailes sont légèrement arrondis.

Connaissant le diamètre du moyeu, on peut en tracer la projection complète. Pour tracer le profil (vue 2) la ligne médiane étant rejetée en $\mathcal{R}$, d'une quantité donnée par la proportion : $\frac{ab}{\text{pas}} = \frac{AB}{2\pi CB}$; soit *bm* sa position : divisons *ab* en autant de parties égales que AB, menons les ordonnées qui représenteront des rayons et projetons sur chacun d'eux les points de rencontre des arêtes de l'aile avec chacun de ces rayons, nous obtiendrons la projection de l'aile.

Si les lignes médianes des ailes étaient des lignes droites, les ailes seraient projetées comme les vues pointillées 1 et 2. On obtient la vue 2 pointillée en portant aux points K, K', K''. K''' du rayon m K et de chaque côté des longueurs égales à la moitié du produit du pas P par la fraction de pas correspondante. Pour obtenir la section des ailes aux points K K' K'' K''', prenons $m\ n$ égale au pas divisé par 2π $\left(\frac{P}{2\pi}\right)$ et joignons ce point aux points K K' K'' K''' les obliques n K, n K', n K'', n K''' donnent l'inclinaison de la section de l'aile pour les divers points du rayon médian que ces obliques coupent.

Tracé de l'hélice du « Foudroyant ». — Pas constant, génératrice droite, arête de sortie limitée par un plan diamétral passant par l'arc, arête d'entrée limitée par une surface courbe passant aussi par l'axe.

Données : D = 5^m,200, P = 6^m,700. — Fractions de pas partielles à l'extrémité des ailes 0, 022, aux 4/5 du rayon 0, 06, aux 3/5 0,095. aux 2/5 0,123, au 1/50, 143.

Diamètre du moyeu. — Face A/ 1 mètre. Face Æ 0^m, 610. Longueur 1^m,500. L'arête de sortie est à 0^m,27 de la face arrière.

Tracé : 1° *Projection horizontale* (fig. 467). — Décrire des circonférences de rayons : 2^m,600, 2^m,080, 1^m,560, 1^m,040, 0^m,520. Tracer deux diamètres perpendiculaires qui représentent les arêtes de sortie.

Pour avoir les arêtes d'entrée, déterminer un de leurs points sur chacune des circonférences. Ainsi la fraction de pas à l'extrémité étant 0,022, le nombre de degrés contenus dans l'arc qui limite l'aile à ce point est : 360° × 0,022 = 7°92 ou 8°. Donc, porter des arcs de 8° à partir de chacune des pointes A, B, C, D, procéder d'une façon analogue sur les autres circonférences. On trace ainsi par points l'arête cherchée et en prenant le milieu des arcs, la ligne médiane de l'aile. Pour avoir la coupe de l'aile, porter à partir de la ligne médiane sur la circonférence OA l'épaisseur a ce point, c'est-à-dire 0^m,025 et du côté de l'arête de sortie sur la circonférence OA_1, 0^m,068; sur OA_2, 0^m,103 sur OA_3, 0^m,115 et 0^m,116 du côté de l'extrados. Sur OA_4, 0^m,150 et 0^m,050.

Les ailes sont terminées par des angles arrondis et par des congés qui les raccordent au moyeu. Calculons la longueur des arcs compris entre les arêtes d'entrée et de sortie; chaque arc est égal à sa circonférence multipliée par la fraction de pas correspondant. Ainsi pour les 4/5 du rayon, il vaut : N × 4,16 × 0,06 = 0^m,784.

Pour tracer la vue de profil, (fig. 467), tracer le moyeu, élever la perpendiculaire MN et à 0,27 de la face Æ, projeter sur cette

perpendiculaire les points A, A_1, A_2, en A', A'_1, A'_2. Projeter ainsi a, a_1 a_2 en b', b'_1, b'_2. Portons sur chaque ligne de projection, à partir de $A'A'_4$ des longueurs égales au pas multiplié par la fraction de pas correspondant. Ainsi, à partir de b' : $6^m,70 \times 0,022 = 0,147$, on aura un point a' de la projection de l'arête d'entrée. Prenons a'_1 b'_1 et élevons une perpendiculaire à cette ligne, la

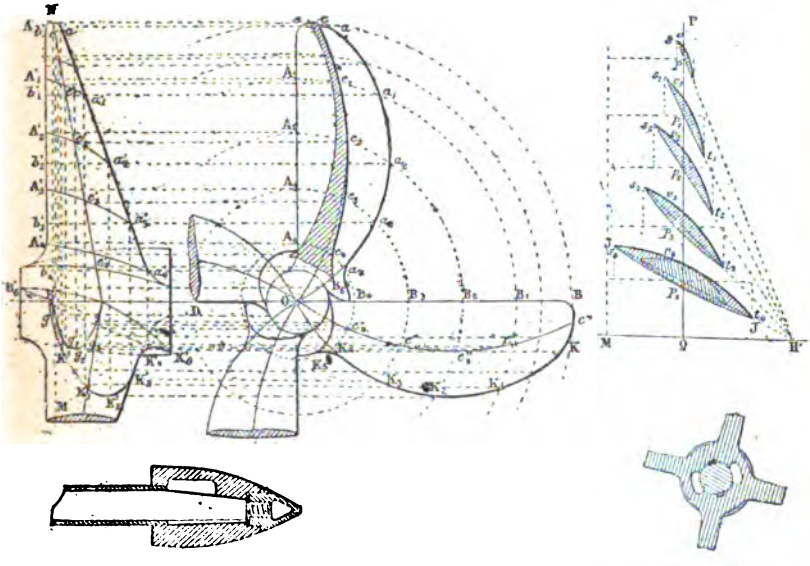


Fig. 468. Fig. 467. Fig. 469.

rencontre de cette perpendiculaire avec la ligne de projection du point e_1, rencontre de la ligne médiane de l'aile avec la circonférence de rayon OA_1 donnera le point e'_1 appartenant à la projection de profil de la ligne médiane. Procéder de même en portant a'_2 $b'_2 = 6^m,70 \times 0,06 = 0^m,402$, les courbes passant par les points A'_1, e'_1, a'_1, et A'_2, e'_2, a'_2, sont les projections des arcs A_1 a_1, A_2 a_2. En continuant ainsi pour chaque section, on obtient la projection de l'aile supérieure. Obtenir de même celle de l'aile inférieure. Pour projeter l'aile horizontale OB, projeter d'abord le point B_5 en B'_5, puis le point K_5 en K'_5. B'_5 et K'_5 appartiennent à une directrice sur le moyeu, laquelle est une hélice géométrique d'un pas égal à celui de l'hélice ($6^m,70$).

On peut la déterminer et porter de B'_5 en K'_0 une partie de cette hélice. Portant au-dessus de cette hélice, $0^m,150$ et $0^m,050$ en dessous, nous aurons la forme de la section. B_2 et B'' déterminent

la projection de l'arête de sortie; B'' et K', (projection de K) sont les deux extrémités de l'aile. En portant l'épaisseur $0^m,025$ normalement à K' B'', on a la vue de l'aile par le bout.

Pour déterminer par points la projection de l'arête d'entrée, projeter K_1, K_2, en K'_1, K'_2 et e'', e''_1 en g_1, g_2, pour avoir la ligne médiane. Pour avoir les vraies grandeurs des sections A*a*, A_1a, (fig. 468) tracer *mn* et *pq*, prendre Q $p = 2^m,60$, porter pv = BK développée $= 0^m,359$; $p_1\ v_1$ = arc B' K', mener par *pp*, des parallèles à MN, porter sur chacune et de chaque côté de PQ des longueurs égales aux fractions de pas correspondantes.

(P*t* $= 0^m,147$; $P'_1\ t'_1 = 0^m,402$) *st*, *st*, représentent les inclinaisons des sections; toutes ces obliques doivent se rencontrer en un point H de MN, et QH est égal au pas divisé par 6,28. Il n'y a plus qu'à porter normalement à ces lignes les épaisseurs de la section verticale (fig. 467) et tracer les courbes qui limitent ces sections. A la section faite au 1/5, on porte sur l'oblique Hr_4 une longueur JJ' ale à $K'_4\ B'_6$ de la figure 468 pour représenter les congés de l'aile.

CHAPITRE IV

RÉGULATION

PRODUCTION DE LA VAPEUR, SON MODE DE DISTRIBUTION ET SON EMPLOI DANS LES MACHINES

Lorsque l'on soumet de l'eau dans un récipient fermé C, surmonté d'un tuyau T muni d'un robinet R d'échappement, ce récipient étant soumis à une source de chaleur S. La chaleur dégagée par la source S, traversera l'épaisseur des parois métalliques de C, et communiquera à l'eau une température croissante. Sous l'influence de cette température, l'air renfermé dans l'eau se dilatera et montera à la partie supérieure du récipient et s'échappera dans l'atmosphère par le robinet R qui était resté ouvert. Après l'expulsion complète de l'air, ce que l'on constate par le sifflement de la vapeur qui lui succède et s'échappe, on ferme alors le robinet R. En continuant à soumettre l'eau à l'influence de la source S de chaleur, il se produit de la vapeur à une certaine température t exerçant une pression p sur les parois du vase. Si à ce moment, on suspend l'action de la source S, l'ébullition cesse immédiatement dans le récipient C qui ne reçoit plus de chaleur, et le volume de vapeur reste stationnaire; si d'autre part, on arrive à empêcher toute déperdition de chaleur dans le récipient C, l'eau et la vapeur conserveront leurs valeurs t et p puisqu'aucune quantité de vapeur ne se dégage de l'eau.

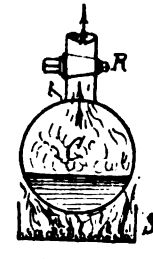


Fig. 470.

Si l'on recommence à chauffer, l'ébullition se produira également de nouveau, et une nouvelle quantité de vapeur se dégagera, et dans cette nouvelle condition, l'eau atteindra une température t et la vapeur une pression p'; et, si dans ce même récipient, ou dans une chaudière, on pouvait facilement répéter l'expérience que l'on fait dans un cabinet de physique, relativement à la pro-

duction des vapeurs et aux pressions qu'elles exercent à des températures déterminées, on verrait qu'à une température constante correspond une pression contante et que cette relation persistera tant qu'il y aura du liquide en excès dans le récipient.

La pression maximum d'une vapeur en contact avec son liquide générateur correspond donc à une température déterminée. Et dans ce cas on dit que la vapeur est à l'état de saturation, ou qu'elle est saturée. En d'autres termes, on appelle vapeur saturée, la vapeur qui, en contact avec son liquide générateur, ne peut changer de pression sans changer de température.

Si par suite d'une source de chaleur constante, maintenant une température également constante au liquide générateur, on augmente dans ces conditions le volume du récipient réservé à la vapeur, ou ce qui revient au même, en examinant ce qui se passe dans une chaudière en relation avec une machine et dans laquelle on prend une certaine quantité de vapeur, dans un temps donné, la même quantité est reproduite dans le même temps sous l'influence de la source de chaleur, on remarque cependant une petite oscillation dans l'aiguille du manomètre de pression, cela tient à ce que le débit de la vapeur est proportionnel au volume variable du cylindre pendant les différentes périodes de la course du piston; comme la vitesse de ce dernier croît ou décroît avec l'obliquité de la bielle, la demande de vapeur à la chaudière suit donc ces écarts, d'où les petites variations indiquées par le manomètre; mais à la fin de la course du piston, la pression est redevenue celle du point de départ, et le même effet se reproduit pour les courses successives. Cette demande de vapeur peut donc être considérée comme une augmentation du volume de la vapeur.

Il résulte donc de cette loi, que, quelle que soit l'énergie de la source de chaleur, c'est-à-dire de l'activité des foyers, à une température t, correspondra toujours une pression p. L'activité du foyer donnant lieu à une source de chaleur plus grande, la quantité de calories qui passera par la surface de chauffe sera plus grande, la quantité de vapeur sera plus considérable, ce qui permettra d'augmenter le volume des cylindres ou la vitesse des pistons.

Si au lieu d'augmenter le volume du récipient, ou la vitesse des pistons on les diminuait, la température ne changeant pas, la quantité de vapeur en excès se condenserait pour se maintenir à la pression p correspondant à t. Il résulte donc de ces lois que malgré l'énergie de la source de chaleur ou de l'activité des foyers, à une température t correspondra une pression p, et en se donnant p dans les chaudières et les machines, on aura toujours t; on réglera donc la chauffe pour que la quantité de calories fournies ne soit jamais supérieure à celle qu'il convient de fournir pour que la pression p reste constante; et cela se pratique constamment dans les chambres de chauffe en réglant l'activité des feux pour

donner un volume ou un poids de vapeur produisant une vitesse régulière aux machines, et à une pression convenue. La pression p devant rester constante, on réglera la source S, ou la quantité de charbon à brûler pour produire le volume V de vapeur à la pression p, assurant à la machine une vitesse régulière.

Lorsque l'ébullition est violente, ce qui arrive avec une chauffe énergique, une très grande production de vapeur, une vitesse considérable des pistons, il arrive fréquemment que des molécules d'eau sont entraînées par celles de la vapeur et qu'elles cheminent ensemble dans la machine, ces entraînements de molécules d'eau sont dus aux abaissements instantanés de la pression et à la haute température que possèdent les molécules de vapeur à leur point de départ de formation. Dans ce cas, on dit que la vapeur est saturée et humide. La pression et la température restant les mêmes que dans le cas de la vapeur saturée sèche.

VAPEUR SURCHAUFFÉE

On dit que la vapeur est surchauffée chaque fois que la pression et la température ne prennent pas simultanément les valeurs qui correspondent à la vapeur sèche et saturée.

Cette particularité se produit chaque fois que la vapeur provenant directement de la chaudière est soumise sur parcours à une nouvelle source de chaleur.

Ainsi, supposons un récipient B représentant une chaudière et soumis à une source de chaleur S représentant également les foyers, et que la vapeur produite dans B soit à une température t et à une pression p correspondante; et que cette vapeur après avoir passé par les soupapes d'arrêt suive un tuyau T allant à la machine et qu'à une certaine position K de ce tuyau, il existe une nouvelle source de chaleur S' due à une disposition spéciale qu'on appelle appareils de surchauffe ou simplement surchauffeurs ou sécheurs. Sur le tuyau T est placé un robinet R représentant le

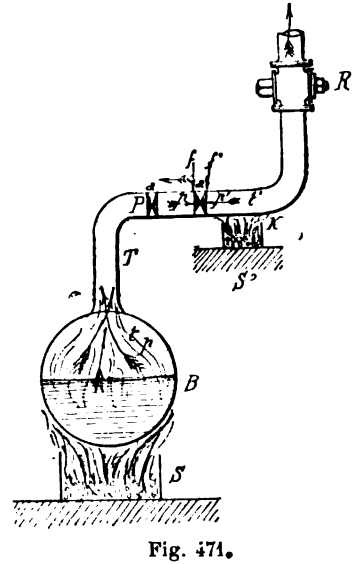


Fig. 471.

registre de la machine. Sous l'action de la source de chaleur S', la température de la vapeur s'élèvera, l'eau qu'elle contient se vaporisera, et la température t du récipient B deviendra t' dans le tuyau de vapeur T. Fermons le robinet R, et par la pensée, supposons un piston P mobile placé dans le tuyau T et sur la gauche de la source S'. Par le fait de ce piston mobile P, la vapeur étant isolée de son liquide générateur, la température de la vapeur devient t' et sa pression p'; la face extérieure f' du piston P étant soumise à une pression p' plus grande que la pression p à laquelle est soumise sa face intérieure f, sous cette différence de pression, le piston P sera repoussé sur la gauche et viendra de sa position a' à la position a, où les deux pressions p et p' sont alors égales. Mais comme la vapeur de la face intérieure f est en communication avec son liquide générateur, une partie de cette vapeur s'est donc condensée pour permettre cet équilibre de pression; mais aussi comme la vapeur contenue dans le tuyau, sur la face extérieure du piston P a augmenté de température et du volume représenté par la distance a et a' des deux positions de ce piston, la densité de la vapeur a donc diminué; t a augmenté et p reste constant.

Mais si l'on chauffe une certaine quantité de vapeur saturée, sèche, isolée de son liquide, sa température t va s'élever, sa pression p va changer, et si en même temps le volume v est variable, on peut admettre pour les besoins ordinaires de la pratique que les trois quantités p v t, dépendent les unes des autres, comme si la vapeur suivait les lois de Mariotte et de Gay-Lussac relative aux gaz.

On a donc, en appelant p_0 v_0 t_0 les pressions, volumes et températures simultanés d'un certain poids, 1 kilogramme de vapeur par exemple, et par p, v et t les valeurs de ces mêmes variables pour le même poids et à un autre moment, la relation $\frac{v\,p}{1 + a\,t} = \frac{v_0\,p_0}{1 + a\,t_0}$. Et, dans le cas spécial où $t = t_0$, il reste la loi de Mariotte; $v\,p = v_0\,p_0$.

C'est aussi cette dernière hypothèse que l'on adopte dans le cas des vapeurs saturées lorsqu'il ne s'agit que de calculs approximatifs.

DENSITÉ DE LA VAPEUR SATURÉE OU NON

La densité d'une vapeur est le rapport entre le poids d'un certain volume de cette vapeur et celui d'un même volume d'air pris à la même température et sous la même pression.

Ou encore, on appelle densité absolue de la vapeur d'eau le poids d'un litre de cette vapeur à une température de 100° et sous une pression de $0^m,76$.

D'après des expériences de Gay-Lussac, il a été établi que : le volume de vapeur à 100° fourni par 1 gramme d'eau sous la pression de 0,76 est de $1^{lit},7$; ce résultat étant acquis, pour avoir la densité de la vapeur d'eau dans ces conditions, c'est-à-dire le poids d'un litre de cette vapeur, il suffira donc de diviser le poids 1 gramme par le volume $1^{lit},7$ où $\frac{1}{1,7} = 0^{gr},588$ d'où $d = 0^{gr},588$. La pression de cette vapeur par centimètre carré est de $1^{kg},033$ mesurée par $h = 0,76$.

Si l'on veut avoir la densité de la vapeur d'eau par rapport à celle de l'air dans les mêmes conditions à 100° et sous une pression de $1^{kg},033$ par centimètre carré correspondant à la hauteur d'une colonne de mercure de $0^{m},76$.

Le poids de l'air à 0° est $\frac{1}{770}$ de celui de l'eau; donc le poids d'un litre d'air à 0° est de $\frac{1000^{gr}}{770}$; mais à 100° le volume d'air est devenu 1,375 et son poids n'a pas changé; le poids de $1^{lit},375$ sera donc toujours de $\frac{1000^{gr}}{770}$; et par conséquent le poids d'un litre d'air à 100° et sous une pression de 0,76 sera donc de $\frac{1000^{gr}}{770 \times 1,37} = 0^{gr},944$.

Divisant le poids $0^{gr},588$ d'un litre de vapeur par celui d'un litre d'air $0^{gr},944$ à la même température 100° nous obtiendrons $\frac{0^{gr},588}{0^{gr},944} = 0,623$ pour la densité de la vapeur à 100°, celle de l'air étant prise pour unité.

Si l'on veut obtenir la densité d'une vapeur à saturation à une température quelconque, on pourra prendre la formule relative aux gaz.

En désignant par v et v' les volumes du même poids de vapeur saturée soumise aux températures t et t' et aux pressions p et p' et K étant le coefficient de dilatation des gaz de 0° à 100°. D'après la formule établie et relative aux gaz, nous aurons donc $\frac{v'}{v} = \frac{p'}{p} \frac{(1 + K\,t')}{(1 + K\,t)}$ et en remplaçant dans cette formule le rapport $\frac{v'}{v}$ des volumes pour le rapport inverse des densités, nous aurons $\frac{d}{d'} = \frac{p}{p} \frac{(1 + K\,t)}{(1 + K\,t')}$, et dans cette formule si nous mettons à la place d' sa valeur $0^{gr},588$ et à la place de t', 100°, et en tirant la valeur de d, calculs faits, $d = \frac{p}{p'} \times \frac{0,81}{1 + K\,t}$; mais le rapport $\frac{p}{p'}$ exprime un certain nombre d'atmosphères puisque p' représente de la vapeur à 100° dont la pression égale 0,76 où à une atmosphère.

En désignant par n ce nombre d'atmosphères nous aurons $d = \frac{0,81\ n}{1 + 0,00375\ t}$ (1).

Telle est la formule qui donne la densité de la vapeur d'eau à saturation pour la température t et n étant le nombre d'atmosphères correspondant à cette température.

Les deux quantités t et n sont du reste liées entre elles par la formule : $n = (1 + 0,7153\ T)^5$. Il est à remarquer que dans la formule (1) d représente le poids en grammes d'un litre de vapeur et par suite le poids en kilogrammes d'un mètre cube de cette vapeur.

CHALEUR

PHÉNOMÈNES GÉNÉRAUX

Afin de faciliter l'étude des divers changements que produit la chaleur sur les corps qui sont soumis à son action, il nous paraît utile de donner quelques définitions et quelques formules résultant d'expériences qui ont été faites au sujet de cet agent sur divers corps soit à l'état solide, gazeux ou liquide :

On donne le nom de *calorique* à un *fluide éminemment subtile*, *impondérable* et *incoercible* auquel on attribue tous les phénomènes de la chaleur. Les principaux phénomènes créés par la chaleur sont :

1° Lorsqu'un corps A possède la propriété de nous faire éprouver d'une manière quelconque des sensations de chaleur, il émet donc du calorique autour de lui, il en rayonne dans toutes les directions, et la portion de son calorique qu'il émet de toutes parts est appelé *calorique rayonnant*;

2° Lorsqu'un corps B est situé dans le voisinage du corps A porté à un certain degré de température, ce corps B acquerra, au bout d'un certain temps, les mêmes propriétés que le corps A. Ces propriétés lui seront communiquées par *contact* ou par *rayonnement*, selon le cas où ces deux corps seront en contact ou situés à une certaine distance.

Tous les corps ne possèdent pas au même degré la même facilité de se laisser pénétrer par le calorique et pour cette raison on les classe en corps *bons conducteurs* ou corps *mauvais conducteurs*;

3° Le calorique est susceptible d'opérer le changement d'*état des corps*. C'est-à-dire qu'en pénétrant et en s'accumulant dans leur masse, il les fera passer de l'état solide à l'état liquide, et de l'état liquide à l'état gazeux. Ce phénomène de changement dans l'état des corps résulte de ce que le calorique introduit dans leur masse agit comme force répulsive, et que la lutte qui s'établit entre cette

force et la force attractive moléculaire appelée *force de cohésion*, est ce qui détermine l'*état solide*, *liquide* ou *gazeux* d'un corps quelconque; ce qui fait que dans les solides la force de cohésion serait supérieure à la force répulsive du calorique, tandis que dans les liquides, l'équilibre aurait à peu près lieu, et enfin que dans les gaz la force répulsive l'emporterait sur la force attractive; explications qui sont parfaitement justifiées pour les solides, par la propriété qu'ils offrent de présenter une grande résistance à la séparation de leurs molécules; pour les liquides par leur grande mobilité, et enfin pour les gaz, par leur tendance à augmenter constamment de volume par l'action d'une source de calorique.

On appelle *fusion* d'un corps le passage de l'état solide de ce corps à l'état liquide;

4° Si le corps soumis à l'action de la chaleur est composé, il peut arriver que ses éléments hétérogènes se séparent et dans ce cas, la force répulsive du calorique anéantit la force attractive qui s'exerce entre les molécules hétérogènes en éloignant ces molécules à des distances telles que cette force ne puisse plus s'exercer. On dit alors qu'il y a *décomposition;*

5° Lorsqu'on accumule du calorique dans un corps, toutes ses dimensions sont augmentées et l'on donne à cet accroissement le nom de *dilatation*. La dilatation est *linéaire*, *superficielle* ou *cubique* selon qu'on veut désigner l'accroissement en longueur, en surface ou en volume. Lorsqu'un corps abandonne du calorique au contraire ses dimensions sont diminuées et l'on donne à cette diminution le nom de *contraction*.

Les contractions ont les mêmes valeurs que les dilatations pour les mêmes variations dans les états calorifiques des corps ; c'est-à-dire qu'un corps en restituant le calorique qu'il a absorbé reprend exactement ses dimensions primitives. C'est ce qui a valu au calorique le nom de fluide *éminemment élastique*.

THERMOMÈTRE ; DEGRÉ ; TEMPÉRATURE

On appelle thermomètre un appareil destiné à rendre sensibles les variations qu'éprouve la quantité de calorique contenue dans un corps. On ne saurait vouloir déterminer la quantité absolue de calorique que les corps contiennent, car on ne peut parvenir à les en priver complètement. Mais l'entrée du calorique dans ces corps ou sa sortie peuvent être mesurées, et tel est le but du thermomètre. Cet appareil est fondé sur la propriété dont jouissent les corps de se dilater par la chaleur. Tous les corps peuvent donc servir à cet usage ; mais en tenant compte des dilatations de chaque corps, on reconnaît que celles des solides sont petites et ne peuvent, par conséquent, être employées que

pour des variations calorifiques très grandes ; les dilatations des gaz sont grandes et ne sont propres qu'à mesurer de petites variations. Tandis que les liquides ayant des dilatations intermédiaires sont préférés pour les usages ordinaires, le mercure, à cause de sa dilatation constante a été choisi à l'exclusion de tout autre liquide.

Les deux phénomènes suivants servent de base à la graduation du thermomètre.

1° Lorsqu'on plonge un corps dans le bain d'un solide en fusion, les dimensions de ce corps varient jusqu'à une certaine limite qu'elles ne dépassent pas tant qu'il reste du solide à fondre ; et si l'on alimente sans cesse le bain du solide qui le forme, la chaleur ou quantité de calorique à laquelle on le soumet est employée à opérer le changement d'état de ce solide et n'élève point l'état calorifique du bain, de sorte que les dimensions du corps qui y est plongé acquièrent une certaine valeur correspondant à la chaleur de ce bain, mais qui reste invariable tant que le solide n'est pas entièrement fondu ;

Fig. 472.

2° Lorsqu'on plonge un corps dans un liquide qui se réduit en vapeur, ce corps acquiert un volume qui reste constant tant qu'il y a du liquide à vaporiser ; ce qui prouve que la chaleur communiquée au liquide est employée à opérer son changement d'état et non à hausser ses propriétés calorifiques. Ces deux propriétés servent à déterminer les deux points fixes de la graduation des thermomètres.

Le *thermomètre* se compose d'un tube A, en verre ou en cristal terminé à sa partie inférieure par une sphère ou par une partie cylindrique B d'un diamètre un peu plus grand que celui du tube. Cette sphère ou cette partie d'un diamètre un peu plus grand est remplie de mercure ainsi qu'une certaine hauteur du tube. Le tube peut porter l'échelle de graduation indiquant les variations de la température, ou une échelle placée longitudinalement au tube et indépendante de ce dernier peut porter cette graduation. La construction d'un thermomètre comprend trois opérations distinctes : 1° le *calibrage* ; 2° le *remplissage* ; 3° la *graduation*.

1° La calibration du tube, c'est-à-dire la régularité des hauteurs du tube pour le même volume du liquide mercure ou alcool ; et pour s'assurer de cette régularité dans le tube, on y introduit une colonne de mercure de 2 à 3 centimètres que l'on a soin de main-

tenir à zéro et que l'on promène dans le tube, si le tube est régulier dans sa forme chaque déplacement de la colonne de mercure dans les diverses parties du tube doit donner la même hauteur. Pour vérifier la constance de ces hauteurs, on se sert d'une règle graduée en millimètres sur laquelle est appliqué le tube, par cette disposition on peut donc évaluer à 1/10 de millimètre près la hauteur de la colonne de mercure. Toute erreur dans les hauteurs serait un indice que le tube a des capacités inégales pour des hauteurs égales et dans ce cas, il ne pourrait être employé. On se rend compte des hauteurs en collant une bande de papier le long du tube et en marquant un trait au crayon en regard des divers points occupés successivement par les extrémités de la colonne. Les divisions ainsi obtenues doivent nécessairement indiquer des capacités égales, puisqu'elles sont dues à un même volume de mercure ; le tube reconnu régulier peut être rempli.

2° Remplissage. — Pour remplir le tube, on soude à l'une de ses extrémités un entonnoir de verre, cela fait, on incline légèrement le tube et l'on chauffe à la lampe la partie inférieure renflée du tube, on remplit de mercure l'entonnoir, l'air se dilatant sous l'influence de la chaleur de la lampe le mercure descend dans le tube ; on chauffe également la partie cylindre du tube afin de faciliter le remplissage et d'expulser complètement, et l'on répète plusieurs fois cette opération jusqu'au remplissage du tube. Cette opération terminée, on chauffe suffisamment le tube de manière à amener le mercure en ébullition, on dessoude l'entonnoir, les vapeurs du mercure humide chassent l'air et une partie du mercure contenue dans le tube afin que le mercure puisse se dilater ; on ferme l'extrémité du tube à la lampe. Comme dans la pratique des opérations, jamais le mercure ne sera porté à l'ébullition, la colonne libre du tube qui est privée d'air sera toujours plus que suffisante pour permettre les variations de volume à des températures intermédiaires.

3° Graduation du thermomètre. — En tenant compte des deux observations précédentes, relatives aux changements que subit un corps plongé dans un bain d'un corps en fusion ou d'un liquide qui se vaporise, nous pourrons facilement déterminer les deux points fixes de la graduation. Par le fait de l'expérience, il est acquis que la température de la glace reste constante quelle que soit l'intensité et la nature de la source de chaleur, pendant la fusion, tant qu'il y aura de la glace en excès à fondre, et que d'autre part dans les mêmes conditions que pour la glace, l'eau distillée soumise à une source de chaleur suffisante, conserve toujours la même température tant qu'il y aura de l'eau à vaporiser. D'après ces faits pratiques établis, on a pris pour point

de départ de la graduation, le point correspondant à la température de la glace fondante, et ce point a été marqué zéro; puis pour second point fixe, le point correspondant à l'ébullition de l'eau distillée, correspondant à une pression de $0^m,76$; ce repère a été marqué 100. Les moyens employés pour déterminer les deux points fixes 0 et 100 sont très simples : Pour le premier, il suffit de placer le thermomètre dans un récipient rempli de glace pilée et percé à sa partie inférieure d'un petit orifice qui permettra l'évacuation de l'eau résultant de la fusion de la glace. L'expérience devant durer jusqu'à ce que la fixité de la colonne de mercure soit assurée. Ce point de repère 0° tel que nous venons de l'obtenir est arbitraire, car, son point de fixation n'indique pas que le milieu dans lequel est plongé l'instrument est dépourvu de toute chaleur, correspondant à un repos absolu des molécules entre elles. Mais c'est au point de cet arrêt, de cette fixité de la colonne de mercure que l'on marque sur une bande de papier collée sur le tube que l'on trace au crayon le point 0 de l'instrument ou de l'échelle ; mais ainsi que nous allons le prouver, on verra combien ce repère 0° pourrait être abaissé pour correspondre au *0°* absolu. C'est-à-dire au point où la température correspondrait à l'absence complète de chaleur dans le corps et par conséquent à la cessation complète du mouvement vibratoire de ses molécules.

Fig. 473.

Pour déterminer à quel degré de l'échelle centigrade correspond le 0 *absolu*, on remarque que le coefficient de la dilatation de l'air correspondant est de 0,00366 de 0° à 100° et pour un degré centigrade équivaut à la fraction $\frac{1}{273}$; car $0{,}00366 = \frac{366}{10.000} = \frac{1}{\frac{10.000}{366}} = \frac{1}{273}$.

Cela admis, et à la température du 0° centigrade soient 1 centimètre volume d'air, et F sa force élastique ; à t degrés, son volume sera $(1 + at)$ et sa force élastique F $(1 + at)$; les forces élastiques croissant à volume constant dans le rapport de 1 à $(1 + at)$; si l'on admet qu'à la température du 0 absolu, l'air soit encore un gaz parfait, ne soit pas liquéfié et, par conséquent, toujours soumis à la loi de Mariotte, la formule F $(1 + at)$ représente encore sa force élastique, cette dernière sera nulle puisque tout mouvement vibratoire des molécules sera nul ; il faut donc que l'on ait F $(1 + at) = 0$ d'où $t = -\frac{1}{a} = -273$, en remplaçant a

par sa valeur, ce sera donc à moins 273° que correspondront le 0 absolu si la loi de Mariotte restait applicable, et les températures comptées à partir de ce point seraient dites *températures absolues*. En désignant par t une température centigrade et par T la température absolue, on a $T = t + 273$.

Détermination du point 100. — Ce deuxième point est obtenu de la manière suivante : Dans un appareil composé d'un récipient cylindrique A sont superposés deux autres cylindres B et C, le cylindre B étant fermé à ses deux extrémités et enveloppant le cylindre C ouvert à sa partie supérieure, et dans lequel est suspendu un cylindre D représentant le thermomètre à graduer; comme on le voit le tube thermométrique plonge dans la vapeur à 100° renfermée à la partie supérieure du cylindre A. Sur le cylindre B est fixé la tubulure F d'échappement de la vapeur et dans une boîte à étoupe E le tube barométrique E servant de manomètre indicateur de la pression dans les cylindres A et B. Tout l'appareil étant placé sur un fourneau G, on le chauffe de façon à produire l'ébullition de l'eau, la vapeur se produisant à la pression atmosphérique actuelle, elle entoure le tube t thermométrique, le mercure se dilate, et lorsque sa position est stationnaire on marque par un trait cette position sur la bande de papier et on inscrit le chiffre 100 qui est le deuxième point de l'échelle; mais pour que la position de ce chiffre soit exacte, il faut que la pression atmosphérique soit égale à $0^m,76$ ce qui n'existe pas toujours. Cette condition est indispensable : car, comme nous le verrons, avec une pression supérieure ou inférieure à 0,76 on peut retarder ou avancer le point d'ébullition et par conséquent augmenter ou diminuer la pression et par conséquent la température de la vapeur. Il faut donc opérer une correction.

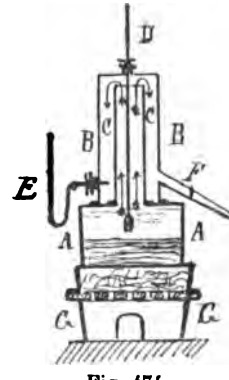


Fig. 474.

Par des observations répétées, il a été observé que quand la colonne barométrique monte ou descend de 27 millimètres, la température de l'eau ou de la vapeur s'élève ou s'abaisse de 1° et par suite de $\frac{1}{27}$ de degré par degré. Si l'on suppose au moment de l'expérience que la pression atmosphérique est de 766 millimètres; c'est-à-dire supérieure de 6 millimètres à la pression normale, la température correspondante d'après les faits observés sera donc de $100 + \frac{1}{27} \times 6 = 100° + \frac{2}{9}$.

Construction de l'échelle. — Les deux points fixes étant arrêtés, on divise la hauteur qui les sépare en 100 parties égales que l'on nomme *degrés* et l'on continue ces divisions au-dessus du point 100 et au-dessous du zéro. L'ensemble de ces divisions constitue l'*échelle thermométrique.*

Différentes échelles thermométriques. — Il existe trois échelles thermométriques : l'échelle centigrade, l'échelle Réaumur et l'échelle Fahrenheit.

1° L'échelle centigrade est celle dont la construction vient d'être indiquée, elle est due au physicien Suédois Celsius et adoptée généralement en France.

2° La seconde échelle est dite de Réaumur physicien Français; dans cette échelle le point zéro correspond à la glace fondante, et celle de l'eau bouillante la distance entre les deux points est partagée en 80 parties ou degrés ; par conséquent pour convertir les centigrades en Réaumur, il suffit de remarquer que 1° Réaumur $= \frac{100°}{80°} = \frac{5}{4}$ de degré centigrade et réciproquement 1° centigrade $= \frac{80}{100} = \frac{4}{5}$ Réaumur; donc pour convertir un nombre de degrés Réaumur en degrés centigrades, il faudra multiplier ce nombre par $\frac{5}{4}$; de même pour convertir des degrés centigrades en degrés Réaumur, il faudra multiplier les centigrades par $\frac{4}{5}$.

3° L'échelle Fahrenheit généralement employée en Hollande, en Angleterre et en Amérique est graduée de la façon suivante : le point fixe supérieur correspond également à la température de l'eau bouillante, mais le zéro qui correspond au degré de froid s'obtient en mélangeant des poids égaux de sel ammoniac pilé et de neige ; la distance verticale entre ces deux points est divisée en 212 degrés. Le thermomètre plongé dans le mélange d'ammoniac et de glace fondante marque 30°.

Pour convertir cette échelle en centigrades et en Réaumur, il suffira de remarquer que 100° C équivalent 212 F — 32° on a 180°. 1° C vaut donc $\frac{180}{100}$ ou $\frac{9}{5}$ F et réciproquement 1° F $= \frac{100}{180}$ ou $\frac{5}{9}$ C.

La dilatation du mercure étant très régulière et proportionnelle à la température, on l'a choisi pour le remplissage des thermomètres, et ce choix a été encore basé sur ce que le mercure ne se congèle qu'à une température minimum de — 39° et que son point d'ébullition commence à 350° seulement.

Des nombreuses expériences qui ont été faites, il a été cepen-

dant prouvé que la régularité de la dilatation du mercure pour diverses températures n'existe qu'à partir de moins 36° à 100° et qu'en dehors de ces limites, la proportionnalité de la dilatation et des températures cesse, et qu'à partir de 100° le coefficient de dilatation va en croissant, les indications au-dessus de 100° peuvent être erronées de plusieurs degrés.

FORMATION DE LA VAPEUR

1° Dans le vide, les vapeurs se forment instantanément.

2° A température égale, les vapeurs de liquides différents n'ont pas la même tension. Par exemple, la vapeur d'éther à 20° est 25 fois plus grande que celle de l'eau. Lorsque les liquides à vaporiser renferment des sels en dissolution l'expérience montre que, à température égale, la tension de la vapeur est moindre que lorsque le liquide est à l'état de pureté, et d'autant moindre que la dissolution est moins concentrée. Principe de Watt ou de la paroi froide. Lorsque deux récipients A et B contiennent de l'eau A à 0° et B à 100°, la pression étant pour le premier A de $4^{mm},6$ et pour le second B de 760 millimètres. Si on les met en communication par un robinet, la vapeur de B afflue dans A à cause de la différence des pressions et s'y condense, A étant maintenu à une température constante par l'emploi de la glace ; la vapeur de B s'y condense, et prend la pression de A qui est non égale à la pression moyenne, il résulte de cette expérience que la vapeur du vase B ne peut acquérir une pression supérieure à celle qui existe dans le vase A ; il y a donc tout simplement distillation ou production de vapeur de B dans A sans augmentation de pression.

Ce principe énoncé le premier par Watt peut donc être posé de la façon suivante : Lorsque deux vases à des températures inégales et contenant le même liquide en excès communiquent entre eux, la tension de la vapeur est la même dans les deux vases, et égale à la pression qui correspond à la plus basse des deux températures.

ÉVAPORATION

L'action de la chaleur sur les corps solides et sur les liquides n'a pas seulement pour effet de faire passer la matière de l'état solide à l'état liquide, mais encore celui de transformer les liquides en gaz aériforme.

Cette dernière propriété est désignée sous le nom général de *vaporisation*, et l'on appelle *vapeurs* les fluides aériformes résul-

tant de ce changement d'état. Dans le cas où les vapeurs ne se forment que lentement à la surface des liquides, on dit que le liquide s'évapore et qu'il y a évaporation. L'évaporation est donc une production lente de vapeur à la surface des liquides.

Quand un liquide est mis: 1° au contact de l'air; ou 2° qu'il est placé dans un espace vide, il se dégage constamment de sa surface supérieure de la vapeur, dans 1° la vapeur s'intercale lentement entre les molécules d'air qui l'entourent, et dans 2° se répand rapidement dans le vide placé au-dessus de cette surface. L'équilibre ne s'établit et la production de vapeur ne cesse que lorsque l'atmosphère ambiante est saturée de vapeur ou que l'espace vide renferme cette vapeur avec le maximum de tension qu'elle peut acquérir à la température de l'expérience. Si l'atmosphère et l'espace vide sont limités, la saturation est possible et la formation de la vapeur a un terme, l'évaporation cesse ; s'ils sont illimités ou que le gaz se renouvelle sans cesse, la production de la vapeur est incessante et dure tant qu'il reste du liquide.

Circonstances qui facilitent et accélèrent l'évaporation. — Ces circonstances sont :

1° La température.

2° La proportion de vapeur du même liquide répandue déjà dans l'atmosphère ambiante.

3° Le renouvellement de cette atmosphère.

4° L'étendue de la surface d'évaporation.

L'élévation de la température accélère l'évaporation par l'excès de force élastique qu'elle communique aux vapeurs.

ÉBULLITION, SES LOIS

Si la source de chaleur est assez active et placée au-dessous de la surface libre du liquide, on remarque que des bulles de vapeur plus ou moins grosses se forment à la partie inférieure de la surface du vase en contact avec la source de chaleur et pénètrent dans la colonne liquide en s'élevant rapidement. Partant de ce fait, on appelle donc *ébullition* la production rapide de bulles de vapeur dans la masse liquide et venant crever à sa surface. *Particularités* qui se présentent dans un liquide chauffé à sa partie inférieure, prenons l'eau pour sujet d'expérience; au début, des bulles se séparent du liquide et montent à sa surface ; ces bulles sont de l'air dilaté; puis enfin viennent des petites bulles de vapeur qui se forment sur tous les points de la surface chauffée, traversent les couches du liquide dont la température est moins élevée; elles se condensent dans sa masse avant d'atteindre la partie supérieure.

C'est de la formation et de la condensation successive de ces premières bulles de vapeur que la masse liquide augmente en partie de température et qui donnent lieu au bruissement qui précède ordinairement l'ébullition ; puis enfin après toutes ces marques préliminaires, de grosses bulles de vapeur succèdent aux petites, s'élèvent également pour venir crever à la surface liquide : c'est alors le point précis de départ de l'ébullition. Ce phénomène donne lieu aux trois lois suivantes :

1° Pour une pression donnée, l'ébullition ne commence qu'à une température déterminée qui varie d'un liquide à un autre, mais qui est toujours la même pour le même liquide maintenu dans les mêmes conditions de pression.

Ainsi l'eau soumise à la pression de $0^m,76$ bout à 100°, et c'est à 100° que la tension maximum de l'eau distillée est égale à $0^m,760$ d'une colonne de mercure et c'est à ce point normal de la pression atmosphérique qu'est placé le point d'*ébullition*. De l'eau placée dans une atmosphère raréfiée laquelle n'exerçant plus qu'une pression de $91^{mm},98$ bout à 50° et réciproquement d'après la loi de Dalton, à une température de 50°, correspond une pression de $91^{mm},98$. Toute variation à cette loi est l'indice que le liquide employé est composé de plusieurs liquides inégalement volatiles ou bien d'un liquide qui se décompose progressivement sous l'influence de la chaleur.

2° Quelle que soit l'intensité de la source de chaleur, dès que l'ébullition a commencé, la température du liquide reste stationnaire.

3° Pendant le phénomène de l'ébullition, la pression du fluide ou la force élastique de sa vapeur est égale à la pression extérieure qui s'exerce à sa surface.

Tableau d'ébullition de quelques liquides et corps à la pression de $0^m,760$.

Acide sulfureux	10°
Ether chlorhydrique	11°
Acide sulfurique anhydre	25°
Ether sulfurique pur	35°,5
Sulfure de carbone	48°
Chloroforme	63°,5
Alcool	79°,7
Benzine	80°
Acide azotique	86°
Eau distillée	100°
Essence de térébenthine	157°
Phosphore	290°
Acide sulfurique concentré	325°
Mercure (au thermomètre à air)	350°

Soufre.	400°
Cadmium (Sainte-Claire Deville et Troost). .	860°
Zinc (Sainte-Claire Deville et Troost)	1040°

INFLUENCE DES SUBSTANCES EN DISSOLUTION DANS LES LIQUIDES SUR LA TEMPÉRATURE D'ÉBULLITION

Toute substance en dissolution dans un liquide lorsqu'elle n'est point volatile, ou qu'elle l'est moins que le liquide retarde le point d'ébullition d'autant plus que la dissolution est plus concentrée; la nature des vases, ainsi l'on a remarqué que dans un vase en verre le point d'ébullition sous la pression normale de 0^m760 peut être porté à 101° et même 105° quand les parois du vase ont été lavées avec de l'acide sulfurique concentré, M. Gay-Lussac attribue cette particularité à la cohésion du verre avec l'eau; l'absence de l'air ou d'autre gaz en dissolution dans le liquide sont également des causes de retard. Ainsi, pour les substances en dissolution dans l'eau, il a été constaté que l'eau saturée par les sels suivants bout à des températures bien différentes :

Eau saturée de sel marin, c'est-à-dire que chaque litre de cette eau renferme 350 grammes de sel, ne bout qu'à 109°.

Saturée d'azote de potasse, ne bout qu'à 116°.

Saturée de carbonate de potasse, ne bout qu'à 135°.

Saturée de chlorure de calcium, ne bout qu'à 179°.

Pour le lessivage des condenseurs on emploie la potasse ou la soude afin d'élever le point d'ébullition.

Dans les vases de verre, où la température d'ébullition peut être portée à 106°, il suffit d'ajouter un simple fragment métallique pour ramener le point d'ébullition à 100° sous la pression de $0^m,760$.

Influence de l'absence de l'air sur la température d'ébullition. — L'eau contient en moyenne le 1/20 de son volume d'air en dissolution sous la pression de $0^m,760$. Aussitôt que l'on raréfie l'atmosphère placée au-dessus de sa surface, on voit de nombreuses petites bulles apparaître au contact des parois intérieures du vase. Ces bulles ont deux origines; elles proviennent : 1° de la couche gazeuse adhérente aux parois, et cette couche d'air est d'autant plus importante que les surfaces métalliques sont plus rugueuses; c'est ce qui indique que les surfaces de chauffe des

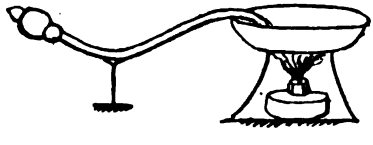


Fig. 475.

chaudières doivent présenter les aspérités de la tôle naturelle et que des tôles polies seraient désavantageuses dans la construction des chaudières.

Quand le vase est en verre l'élimination de l'air contre les parois peut être obtenue par le lavage que nous avons déjà indiqué et par des ébullitions successives, et dans ces conditions le contact de l'eau avec les parois existe complètement; l'expulsion complète de l'air renfermé dans la masse d'eau est toujours imparfaite et les expériences qui ont été faites par M. Donny, physicien de Gand, l'ont été dans cette condition. Il prit un tube de verre de diamètre étroit ayant subi les préparations de nettoyage et de lavage indiquées à cet effet. Ce tube est muni de trois boules à l'une de ses extrémités et renfermant une petite quantité d'eau distillée bouillie comme il a été dit, le tube est ensuite fermé. Toutes les précautions ayant été prises, l'air étant expulsé préalablement par des ébullitions successives, ainsi que l'air renfermé dans l'espace libre du tube; on plonge l'extrémité du tube renfermant l'eau dans un bain de chlorure de calcium dont la température de l'ébullition est de 179°; comme la température de ce dernier peut être portée à une température un peu inférieure à 179° sans atteindre l'ébullition, à l'aide d'un thermomètre, on pourra donc suivre ce qui se passera dans le liquide soumis à l'expérience et noter exactement le point de la température correspondant à son ébullition. Dans ces conditions, on a constaté que le point d'ébullition de l'eau s'élevait à 135°, avant, l'eau était inerte, mais à ce point précis l'eau est violemment projetée dans les trois boules et le choc est amorti par leurs volumes croissants, sans adjonction des boules, le tube serait brisé.

L'absence de l'air dans le tube et dans la masse constitue donc la cause de ce soulèvement de l'eau.

Comme résultat pratique et conséquences à tirer de cette expérience : c'est que dans les chaudières à vapeur tout en conservant leurs surfaces propres; c'est-à-dire non recouvertes de couches épaisses de dépôts salins-calcaires, il faut conserver une certaine rugosité à leurs surfaces verticales baignées par le liquide, à leur surface de chauffe, et si l'on doit rester sous pression, ou plutôt comme l'expression maritime consacrée à cette position, *rester sous les feux*, il faut alimenter afin d'avoir toujours de l'eau renfermant de l'air. Il pourrait résulter des inconvénients à rallumer une chaudière qui aurait déjà servi et dont l'eau n'aurait pas été renouvelée ni aérée par une alimentation partielle. Il est à remarquer que tous les accidents que l'on signale aux chaudières des locomotives se produisent toujours au sortir des dépôts : il se produit des explosions tellement violentes que les débris sont projetés avec une force extraordinaire et que l'expression explosion rend parfaitement l'idée du fait qui se produit.

Un excès de pression donne lieu à une déchirure, à une déformation dans les parties les plus faibles, les moins résistantes, ce qui peut arriver quand ces parties sont portées à une température anormale, il y a fuite dans ce cas, mais non explosion. Ces explosions sont une vraie détonation, il y a donc une cause anormale qui les produit, et cette cause ne faut-il pas la rechercher dans l'état particulier de l'eau. Y eût-il incertitude qu'il est prudent d'éviter le cas particulier qui semble les faciliter.

Influence de la pression sur la température de l'ébullition. — Encore une des causes qui fait varier le point d'ébullition c'est la pression ambiante du moment. A 100° l'eau distillée sous une pression de $0^m,760$ bout, et il est parfaitement établi, par de nombreuses expériences, que le degré de ce point varie avec les pressions qui varient avec l'altitude, variations de pressions que l'on peut aussi obtenir à l'aide des pompes pneumatiques munies d'un baromètre indiquant les variations de pression.

Sur le mont Saint-Bernard où la pression atmosphérique n'est plus que de $0^m,550$ à $0^m,570$, la température de l'eau correspondant aux points d'ébullition indiqués n'est plus que de 90 à 95°.

TEMPÉRATURE DE LA VAPEUR

Un fait assez curieux se produit lorsque l'eau est en ébullition : quelle que soit la puissance de la source de chaleur, quelle que soit la température de l'eau estimée par un thermomètre plongé dans la masse ; la température de la vapeur dégagée du liquide est toujours à 100°.

THÉORIE DE L'ÉBULLITION

Quand l'ébullition commence, ce ne sont pas d'abord des bulles de vapeur qui se forment et qui s'élèvent dans le liquide. Ce sont des bulles gazeuses, elles préexistent sur les parois rugueuses du vase métallique en couches invisibles adhérentes aux parois ; quand on la chauffe, elles grossissent par le dégagement de l'air dissous, puis elles se saturent de vapeur, conservant à peu près leur volume tant que la force élastique maximum de la vapeur est inférieure à celle de l'atmosphère placée au-dessus du liquide. Quand la température s'élève davantage, la vapeur gonfle la bulle d'air et la détache de la paroi, mais non pas en totalité. La petite portion restante devient le point de départ d'un phénomène identique et dès ce moment la formation tumultueuse de bulles de vapeur traversant le liquide pour venir crever à la surface, acquiert une grande régularité et la température d'ébullition reste fixe désormais. On remarque pourtant pour l'eau par

exemple, qu'à la longue, une ébullition longtemps prolongée devient de plus en plus difficile. Le liquide semble avoir acquis comme de la viscosité. C'est qu'en réalité la masse de l'air dissous et adhérent a considérablement diminué de quantité. Mais avec une source très énergique de chaleur, on peut se demander pourquoi la température de l'ébullition ne s'élève pas au-dessus de 100°. Cette particularité tient à l'absorption de la chaleur qui a lieu par la transformation du liquide en vapeur. Cette chaleur disparue, à laquelle on a d'abord donné le nom de *chaleur latente de vaporisation* se nomme simplement *chaleur de vaporisation* ou *chaleur d'élasticité*. Elle est transformée d'une part en *travail interne* et d'autre part en *travail externe*, en travail interne pour vaincre la cohésion des molécules d'eau à l'état liquide et en travail externe pour communiquer à la vapeur sa force expansive et pour vaincre la pression qui s'exerce à la surface du liquide.

Dans la fusion, le volume variant très peu, le travail extérieur est négligeable ; mais il n'en est plus de même dans le phénomène de la vaporisation ou l'accroissement de volume est considérable, 1 700 fois plus grand que celui du liquide, à une pression de $0^m,760$. Quelle que soit la température à laquelle une vapeur est produite, il y a toujours disparition de chaleur ; car, si l'on verse sur la main un liquide très volatile, de l'éther par exemple, on reçoit l'impression d'un froid très vif résultant de la chaleur absorbée par la vaporisation. La quantité de chaleur absorbée *l'unité de poids* d'un liquide pour passer à l'état de vapeur sans changer de température est appelée *chaleur latente de vaporisation*.

Calefaction; état particulier de l'eau, état sphéroïdal. — Les liquides et l'eau en particulier, mis en contact avec des surfaces métalliques portées au rouge présentent des phénomènes remarquables. Ces phénomènes ont été observés en détail par M. Boutigny. En chauffant une plaque métallique au rouge ou seulement à 171°, si l'on projette de l'eau sur cette surface, cette eau étendue, au lieu de bouillir violemment, et de se vaporiser rapidement, se maintient à une température de 96° environ, un peu inférieure à celle de l'ébullition normale à $0^m,760$ de pression.

Cette eau se rassemble sous la forme d'une sphère aplatie, et on dit alors qu'elle passe à l'état sphéroïdal. Dans cet état, les liquides se vaporisent cinquante fois plus lentement que dans les circonstances ordinaires. Mais si cette surface se refroidit et descend à la température de 142° environ, température alors pas assez élevée pour maintenir l'eau à l'état sphéroïdal, la surface peut alors prendre contact avec l'eau, et celle-ci se vaporise presque instantanément d'une manière violente. Si l'on rapporte ce fait aux chaudières à vapeur, renfermant une masse d'eau considérable, l'eau pourrait passer très légèrement à l'état sphéroïdal à

cause du volume d'eau, mais sans prendre la forme sphéroïdale observée sur une plaque.

L'état sphéroïdal pourrait se manifester dans les chaudières marines à grand volume d'eau, si après avoir laissé une grande surface de chauffe rougie faute d'alimentation, on venait alimenter la chaudière à l'eau froide, dans cette position ; car, comme nous l'avons déjà dit la température des surfaces de chauffe s'abaissant, il pourrait y avoir une vaporisation instantanée du liquide. Mais ce phénomène dangereux, ne peut exister que dans des conditions spéciales : il faut tout d'abord que le volume d'eau alimenté soit assez considérable et que la surface de chauffe rougie possède assez de calories pour vaporiser cette eau, or, ce nombre de calories dépend du poids des surfaces en question, il a une limite. Mais si les conditions de température, d'étendue et de poids des surfaces, ainsi que la quantité d'eau alimentée étaient favorables, le liquide pourrait prendre l'état sphéroïdal, se vaporiser instantanément par la rupture de l'équilibre de pression, fait qui se produit par l'ouverture du registre de vapeur, et produire des pressions excessivement élevées produisant l'explosion des chaudières.

En tout cas, que le phénomène en question se produise ou non, il faut bien se garder d'alimenter une chaudière lorsque les surfaces de chauffe ont été découvertes et que leur température apparente est anormale. Il faut les isoler, et attendre que la température se soit suffisamment abaissée pour alimenter.

Capacité des corps pour le calorique. — On a remarqué par diverses expériences que les quantités de calories qu'il fallait accumuler dans des corps de différentes natures pour les amener au même degré de température étaient bien différentes. On se rend compte de ces quantités de chaleur contenues dans chaque corps par la quantité de glace que chaque kilogramme de corps peut fondre en abaissant sa température du même nombre de degrés ou d'un degré. Cette propriété qui constitue la capacité des corps pour le calorique, est d'une grande importance; car elle permettra de rechercher et de composer les quantités de combustibles à brûler dans les mêmes circonstances. Les changements qui s'opèrent dans l'état des corps soumis à la chaleur; c'est-à-dire la quantité de chaleur qu'ils gagnent ou qu'ils perdent ne se mesure pas en unités absolues, puisque l'on ne peut pas les priver entièrement de chaleur; mais s'estiment en *unités secondaires* qu'on appelle *calories*.

Capacités calorifiques. — L'unité de calorie ou simplement *calorie* est donc la quantité de chaleur qu'il faut communiquer ou retirer à un kilogramme d'un corps pour augmenter ou abaisser sa température de un degré.

Pour l'eau pure, la calorie est la quantité de chaleur nécessaire qu'il faut lui communiquer pour en élever un kilogramme d'un degré centigrade.

On appelle encore calorifique spécifique d'un corps la quantité de glace à 0° que fond un kilogramme de ce corps en passant de la température de 1° à la température de 0°. Cette quantité est variable pour chaque corps; on a trouvé pour l'eau $\frac{1}{75}$; c'est-à-dire que 1 kilogramme d'eau à 1° fond $\frac{1}{75}$ de kilogramme de glace. D'où il résulte que si l'on mêle un kilogramme d'eau à 75° à un kilogramme de glace solide à 0°, le mélange deviendra liquide et on aura 2 kilogrammes d'eau à 0°.

MÉTHODE DES MÉLANGES

On détermine les nombres qui expriment le calorifique spécifique des différents corps à l'aide du calorimètre, par la méthode des mélanges ou par le refroidissement.

Par la méthode des mélanges que nous allons expliquer, on mêle deux corps quelconques n'ayant aucune action chimique l'un sur l'autre, pris à des températures différentes, et l'on établit une relation entre leurs calorifiques spécifiques en déterminant les quantités de chaleur gagnées par l'un et perdues par l'autre dans l'acte du mélange et en égalant ces deux quantités. Soit donc P le poids d'un corps, t sa température et c son calorifique spécifique, soit en outre P' le poids d'un deuxième corps, t' sa température et c' son calorique spécifique; après leur mélange la température commune sera T, de sorte que par comparaison le premier aura perdu en degrés t-T et le second aura gagné T-t'. Le calorique spécifique du premier étant c; c'est-à-dire que 1 kilogramme de corps étant susceptible de fondre C*kg* de glace à 0° en abaissant sa température de 1°, si on l'abaisse de t-T, il pourra donc en fondre (t-T) c et P*kg* de ce corps une quantité représentée par l'expression c (t-T) $\times$ P qui représente en même temps la quantité de chaleur perdue par le premier corps.

Par le même fait, la quantité de chaleur gagnée par le deuxième corps P' sera représentée par P' (T-t') c'. S'il n'y a pas eu de perte de chaleur par le fait du mélange, les deux expressions représentant la perte et le gain seront donc égales et nous aurons P (t-T) $\times c =$ P' (T-t') (1) c' d'où $\frac{c}{c'} = \frac{(P' \; T\text{-}t')}{(P \; t\text{-}T)}$ (2).

Le premier membre de l'expression (2) représente le rapport des capacités calorifiques des deux corps, le second est sa valeur déduite des observations. Si les quantités P',c',t' du second corps sont relatives à l'eau, c' comme nous l'avons déjà indiqué égal

$\frac{1}{75}$ d'où l'on tire $C = \frac{P'}{P}\frac{(T-t')}{(t-T)} \times \frac{1}{75}$. Expression qui donnerait la valeur du calorique spécifique d'un corps quelconque lorsqu'on le mêle à l'eau prise comme second corps.

Si l'on veut prendre le calorique spécifique de l'eau pour unité, on fera $c' = 1$, et dans l'expression (2) $C = \frac{P'}{P}\frac{(T-t')}{(t-T)}$.

Dans cette dernière hypothèse, voici les caloriques spécifiques de quelques corps entre 0° et 100°.

Eau	1,000	Zinc	0,0927
Bismuth	0,0288	Cuivre	0,0949
Plomb	0,0293	Nickel	0,1055
Platine	0,0314	Fer	0,1100
Mercure	0,0330	Cobalt	0,1498
Étain	0,0514	Soufre	0,1880
Argent	0,0557		

Au delà de 100° ne sont plus constantes et paraissent s'élever avec la température.

Usage des nombres qui expriment les capacités calorifiques des corps. — On peut par la connaissance des caloriques spécifiques des corps déterminer les quantités de combustible nécessaires pour élever différents corps à la même température ; ces quantités devront être proportionnelles aux caloriques spécifiques de chacun. Ainsi prenons le soufre et le mercure et prenons la valeur de chacun, nous aurons $\frac{c}{c'} = \frac{0,188}{0,033} = 6$ à peu près ; résultat qui indique qu'il faudrait six fois plus de chaleur et par conséquent six fois plus de combustible pour élever un poids P de soufre que pour le même poids de mercure, tous deux à la même température.

En supposant que les capacités des corps soient contantes dans toute l'étendue de l'échelle thermométrique, on peut employer la formule (1) à la détermination des températures élevées. Quoique les nombres ainsi déterminés n'aient pas une grande précision, ils donnent pourtant une idée suffisante de la température des corps en tenant de cette formule la valeur de t, on trouve $t' = \frac{P'c'(T-t')}{Pc} + T$ (3). Supposons qu'une masse de fer P pèse $2^{kg},541$ et à une température inconnue, et qu'on le plonge dans une masse d'eau du poids $P' = 10^{kg},22$ à une température de 16°,8 ; après l'immersion, la température des deux corps est $T = 63°,8$, la chaleur spécifique c du fer étant de 0,1100 et $c' = 1$ dans la formule (3) en substituant les valeurs aux quantités, il vient $t = 10^{kg},22 \frac{(63°,8-16°,8)}{(2^{kg},541 \times 0,1100)} + 63°,8 = 1750°,6$, ce qui donne la température

à laquelle le fer est sur le point d'entrer en fusion. Ce nombre ne doit être évidemment que considéré comme une approximation sujette à plusieurs erreurs.

La même formule donne pour la température du mélange $T = \frac{Pct + P'c't'}{Pc + P'c'}$.

Nous avons déjà remarqué que quand un corps passe de l'état solide à l'état liquide et qu'un liquide passe à l'état gazeux ou de vapeur sous l'action de la chaleur, sa température ne change pas tant qu'il y a de la matière à fondre et de même de l'eau à vaporiser et cependant on continue à fournir de la chaleur pour que le phénomène de fusion ou de vaporisation continue, cette quantité de chaleur uniquement employée au changement d'état que nous avons appelé calorique latent, le calorique sensible est indiqué par le thermomètre. Ces deux quantités représentant la quantité de chaleur totale fournie.

Proposons-nous de déterminer le calorique latent de vaporisation, on peut opérer de la manière suivante, en faisant vaporiser un certain nombre p de kilogrammes d'eau, et en faisant ensuite condenser cette vapeur par un certain nombre de kilogrammes d'eau à la température t', le mélange devant s'élever à la température t''; en estimant la chaleur perdue par l'un des corps et gagnée par l'autre, et en égalant ces deux quantités il serait facile d'obtenir le calorique latent; mais il existe un moyen aussi simple et généralement employé. Les p kilogrammes d'eau pour se constituer en vapeur ont d'abord été portés à la température sensible de 100°; donc ils contiennent $p \times 100$ calories; de plus, par leur transformation en vapeur, si nous appelons x le nombre de degrés dont s'élèverait un kilogramme d'eau à 100°, si on lui communiquait toute la chaleur nécessaire pour le vaporiser. La chaleur totale renfermée dans p kilogrammes serait donc $p \times (100 + x)$, si on doit condenser cette vapeur du poids p par p' kilogrammes d'eau à t'°, la chaleur totale de p et de p' sera donc de $p\,(100 + x) + p'\,t'$.

Or la vapeur étant condensée a produit $p + p'$ d'eau à la température t'' qui renferme $t''\,(p + p')$ calories d'où $p\,(100 + x) + p't' = (p + p')\,t''$ d'où $100 + x = \frac{(p + p')\,t'' - p't'}{p}$.

Exemple, une expérience a donné les nombres suivants :

$p = 5$ grammes de vapeur se liquéfiant dans $p' = 1\,000$ grammes d'eau à $t' = 11°,925$, ont porté sa température $t'' = 15°$; la substitution donne $1\,000 + x = 630°$, d'où $x = 530°$. Ces expériences ne sont pas de la première exactitude, on peut prendre 550° ou 550 calories pour la valeur moyenne du calorique latent de vaporisation de l'eau. Ce nombre fait voir que si un poids donné d'eau à 100° recevait toute la chaleur qui le convertirait en vapeur, sa

température s'élèverait à 650°, s'il conservait toujours l'état liquide ; la transformation en vapeur exige donc une quantité de carolique telle que si elle était accumulée dans cette eau toujours liquide, sa température s'élèverait à 550°, tandis qu'elle ne change pas quand on permet sa réduction libre en vapeur.

PRODUCTION DE LA VAPEUR EN VASE CLOS

1° Lorsqu'il n'existe dans la chambre que de la vapeur sans liquide, elle se dilate suivant la loi des gaz permenanents.

2° Lorsque le liquide est en excès, la tension de la vapeur croît avec la température dans un rapport beaucoup plus grand que la tension d'un gaz permanent placé dans les mêmes conditions.

L'élasticité de la vapeur d'eau croît de 0° à 100° dans le rapport de 1 à 152, tandis que celle de l'air pour la même différence n'augmente que dans le rapport de 1 à 1,375.

En vase clos, les vapeurs qui se produisent ne trouvant aucune issue, le récipient qui les renferme étant soumis à une source continue de chaleur, leur tension, leur densité, croissent de plus en plus avec leur augmentation de température ; mais le dégagement continu de la vapeur qui constitue l'ébullition est impossible.

Par suite, tandis que dans un vase ouvert la température d'un liquide ne peut dépasser son point d'ébullition, dans un vase clos, au contraire, elle peut s'élever beaucoup au delà.

Il résulte des lois que nous avons mentionnées qu'il y a :

1° Absorption de chaleur pour la liquéfaction d'un solide et de la vaporisation d'un liquide.

2° Il y a, au contraire émission de chaleur lors de la solidification d'un liquide et de la condensation d'une vapeur.

3° Les quantités de chaleur ainsi absorbées ou émises sont insensibles au thermomètre ; elles sont employées, si non en entier dans tous les cas, au moins en grande partie, à produire le changement d'état.

Dans la dilatation et la contraction des corps, il y a également absorption et restitution de chaleur.

On peut donc en répéter que le *calorique latent* est toute la quantité de chaleur qu'un corps absorbe ou dégage en changeant d'état ou simplement de volume sans affecter aucun changement ; au thermomètre.

Il y a donc trois espèces de caloriques latents.

1° Le calorique latent de fusion. C'est la chaleur latente qui correspond à la fusion ou à la solidification d'un corps.

2° Le calorique latent de vaporisation ou d'élasticité d'un corps ou dégagée par sa condensation.

3° Le calorique latent de dilatation ; c'est la chaleur latente consommée par la dilatation d'un corps et restituée en cas de sa compression, le ramenant dans ses dimensions primitives.

Tous ces caloriques latents se mesurent par le nombre de calories qu'absorbe ou émet chaque kilogramme du corps considéré quand il varie d'état ou de volume, tout en conservant la même température. Ainsi le calorique latent de dilatation de l'air est sensiblement celui de la vapeur d'eau et correspond à 0,84 calorie par kilogramme pour une variation de $\frac{1}{100}$ en volume ; celui de 1 kilogramme de glace est de 75 à 79 calories ; ce dernier chiffre est plus exact.

LOIS DU MÉLANGE DES GAZ ET DES VAPEURS

Tout mélange d'un gaz et d'une vapeur s'opère d'après les deux lois suivantes :

1° Lorsqu'une vapeur se produit dans une atmosphère gazeuse, elle y atteint, à la même température, la même tension que dans le vide.

2° La force élastique du mélange est égale à la force élastique du gaz et de la vapeur mélangés, en supposant que le volume primitif soit resté le même. Ces lois sont connues sous le nom de lois de Dalton.

Exemple des formules relatives aux mélanges des gaz et des vapeurs : 1° Soit V le volume occupé par une masse d'air sec à la pression H. Que deviendra son volume V' quand il sera saturée de vapeur d'eau dont la pression et la température restent les mêmes. Représentons par F la pression de la vapeur qui sature l'air, celui-ci dans le mélange est seulement soumis à la pression H-F, d'après la loi de Mariotte, on doit avoir $VH = V' (H-F)$ d'où $V' = V \left(\frac{H}{H-F'}\right)$.

2° Étant donné le volume d'air V occupé par une masse d'air saturé à la pression H et à la température t, quel sera son volume V' toujours à l'état de saturation, à la pression H' et à la température t' ? Si l'on représente par F la tension maximum de la vapeur à t degrés et par F' la tension maximum à t' degrés, l'air sec, dans chacun des mélanges V et V', sera soumis successivement aux pressions H-F et H'-F'. En appliquant à la masse de gaz, dans ces deux cas la formule des gaz parfaits, on a l'équation :

$$\frac{V(H-F}{1+at} = \frac{V'(H'-F'}{1+at'} \text{ d'où } V' = V\,\frac{H-F}{H'-F'} \times \frac{t+at}{1+at'}$$

3° Trouver le poids d'un volume d'air saturé de vapeur d'eau, à la température t et sous la pression h.

Soit H la tension de la vapeur aqueuse saturée à t^o, la tension de l'air sera exprimée par h-H. Or le poids d'un volume d'air sec à la température t et sous la pression h-H est donné par l'équation $\frac{d'}{d} = \frac{p'(1 + Kt)}{p(1 + Kt')}$ dans laquelle K représente le coefficient de dilatation; dans cette formule en y faisant $d = \frac{1\,000^{gr}}{770}$ $t = 0$, $p = 76$, $p' = h$-H et multipliant par V, ce qui donne :

$$1^{gr},3\ V\ \frac{1}{1 + Kt} \times \frac{h - H}{76}\ ^{1}$$

Pour obtenir le poids d'un volume V de vapeur saturée à t^o et sous la pression H, on remarque que le poids d'un pareil volume d'air sec dans les mêmes circonstances est de $1^{gr},3\ V \frac{1}{Kt} + \frac{H}{76}$, multipliant cette expression par 0,62, densité de la vapeur à 100° par rapport à l'air, on aura $1^{gr},3\ V \times \frac{1}{Kt} \times \frac{0\,62\,H}{76}$ (2). Maintenant il est visible que le poids V du volume d'air saturé de vapeur d'eau à la température t et sous la pression h est la somme des expressions 1 et 2. Ainsi on a $X = 1^{gr},3\ V \times \frac{1}{Kt} \times \frac{h - 0,38}{76}$. Comme H croît avec t, le poids X diminue quand la température augmente, la pression h demeurant invariable.

En comparant la valeur de x lorsque $V = 1$, à celle de d, on trouve que toutes choses égales d'ailleurs l'air humide est plus léger que l'air sec.

COEFFICIENTS MOYENS DE DILATATION

On appelle coefficients moyens de dilatation linéaire d'une substance, la quantité dont l'unité de longueur, le mètre, par exemple, de cette substance se dilate pour 1° du thermomètre entre 0° et 100°. Le coefficient moyen superficiel de dilatation serait l'accroissement en surface de un mètre carré de cette substance, et son coefficient cubique serait l'accroissement en volume de un mètre cube.

En mesurant la dilatation de plusieurs corps, on a remarqué que chacun se dilatait d'une manière particulière et que les dilatations de chacun d'eux, entre la température de la glace fondante et celle de l'eau bouillante, étaient proportionnelles au nombre de degrés indiqué par le thermomètre à mercure ; c'est-à-dire que si le plomb, par exemple, se dilate de a pour 10°, il se dilatera de $2a$ pour 20°, les dilatations sont croissantes dans les températures supérieures et d'une manière irrégulière.

Tableau donnant les dilatations de quelques corps de 0° à 100°

Acier non trempé. .	0,0010791	Fer fondu	0,0011000
Argent de coupelle .	0,0019097	Zinc	0,0088400
Cuivre	0,0017173	Or.	0,0014661
Laiton	0,0018782	Platine.	0,0008565
Etain.	0,0021730	Plomb	0,0028484
Fer doux forgé. . .	0,0012205	Verre de St-Gobain.	0,0008909

Si nous admettons que les dilatations des corps sont proportionnelles à la température, il sera facile d'établir les relations entre les dimensions d'un corps à 0° et ses dimensions à une température quelconque.

Soit l la longueur d'un corps quelconque cylindrique ou prismatique à la température de 0°, soit d le coefficient moyen linéaire de dilatation de la matière dont il est formé.

La dilatation de 1 mètre pour 1°, celle de la longueur l^m sera $d \times l$ aussi pour 1° et pour t°, elle sera de ldt; en ajoutant cette dilatation à la longueur primitive l, on aura la longueur finale à t°; d'où en appelant l' cette nouvelle longueur, nous aurons $l' = l + ldt = l(1 + dt)$ (1) formule qui servira à faire déterminer l'une des quatre quantités quand on connaitra les trois autres. S'il s'agit, par exemple, d'établir la relation entre la longueur l d'un corps à la température t et la longueur l' qu'il acquerrait à la température t', on remarquerait que, en désignant par L la longueur de ce même corps à 0°, l'équation (1) donnerait pour le même corps aux températures t et t' : $l = \mathrm{L}(1 + dt)$ 1, $l' = \mathrm{L}(1 + dt)$

d'où $$\frac{l}{l'} = \frac{\mathrm{L}(1 + dt)}{\mathrm{L}(1 + dt')} \text{ ou } \frac{l}{l'} = \frac{1 + dt}{1 + dt'} \quad (2)$$

Cette relation fera connaître la longueur d'un corps à une température donnée, lorsqu'on donnera sa longueur à une autre température également donnée.

Détermination des coefficients moyens de dilatation superficielle et cubique. — En appliquant les formules 1 et 2 de la dilatation linéaire, on pourra établir en désignant par s une surface à 0° et par s' sa surface à la température t', $s' = s(1 + ft)$ (3) f représentant le coefficient de dilatation de surface. De même pour le volume $v' = v(1 + ht)$, h étant le coefficient cubique.

Pour trouver la valeur des coefficients f et h, on remarquera d'abord que les deux surfaces s' et s sont semblables et qu'elles sont entre elles comme les carrés des lignes homologues d'où $\frac{s}{s'} = \frac{l^2}{l'^2}$, si dans cette équation à la place de s' et l' on met leurs

valeurs des formules (1) et (3); on aura $1 + ft = 1 + (dt)^2$, d'où en développant, il vient $1 + ft = 1 + 2\,dt + d^2\,t^2$; mais la quantité d étant toujours une fraction très petite, surtout pour les corps solides, on pourra donc négliger le terme $d^2\,t^2$ de l'équation précédente, ce qui la réduit à $f = 2d$ (4). On établirait le même calcul pour trouver le coefficient cubique, car $V' = v\,(1 + dt)$ et $l' = l\,(1 + dt)$; mais $\frac{V'}{v} = \frac{l^3}{l^3}$ en remplaçant v' et l' par leur valeur et en supprimant $d^3\,t^3$ il vient $h = 3d$ (5). Connaissant le coefficient moyen de dilatation linéaire d'une substance, il suffit donc de le doubler pour avoir le coefficient superficiel et de le tripler pour avoir le coefficient cubique. On voit ainsi que la connaissance de la dilatation linéaire suffit pour résoudre les problèmes que l'on peut se poser sur les variations superficielles et cubiques déterminées dans les corps par les diverses températures auxquelles ils peuvent être soumis et que l'on peut employer à ces sortes de calculs le moyen des trois équations (5) $l' = l\,(1 + dt$ (6) $s' = s\,(1 + 2dt)$ (7) $v' = v\,(1 + 3dt)$; mais il ne faut pas oublier que lorsqu'on établit que la dilatation superficielle d'un corps est le double de la dilatation linéaire et que la dilatation cubique en est le triple, on doit entendre que l'unité de surface ou de volume prise à zéro reçoit pour chaque degré de l'échelle thermométrique un accroissement dont la valeur est double ou triple du nombre qui exprime la dilatation linéaire : considéré comme un nombre qui représenterait une surface ou un volume. Par exemple, pour le zinc ou trouve à peu près $d = 0{,}00003$; c'est-à-dire que pour un mètre et pour un degré, le zinc se dilate de $0^m{,}00003$, le mètre carré se dilatera du double ou $0^m{,}000060$ et le mètre cube du triple ou $0^m{,}000090$ ce qui exprime 60 millimètres et 90 millimètres cubes. La formule 2 pourra être également appliquée aux dilatations de surface et de volume en y remplaçant d par $2\,d$ et par $3\,d$.

Applications numériques des formules relatives à la dilatation des solides. — 1° La longueur d'une tige de fer à 0° est égale à $1^m{,}75$ quelle sera sa longueur à 15°. La formule (1) donne $l' = 1^m{,}75\,(1 + 15 \times 0{,}000012205) = 1^m{,}75032$.

2° La longueur d'une tige de cuivre à 15° est égale à 1 mètre, quelle serait sa longueur à 0°.

$$l = \frac{1}{(1 + 15)\ 0{,}000017173} = 0^m{,}919742$$

3° La longueur d'une tige de platine à 15° est égale à 1 mètre, quelle sera sa longueur à 100°. La formule (2) donne :

$$l = \frac{(1 + 0{,}000008565)\ 100}{(1 + 0{,}000008565)\ 15} = 1^m{,}000727$$

4° Trouver le rayon d'une sphère de cuivre à la température de 100°, lorsque l'on sait que sa valeur à 0° est égale à 5 centimètres. La formule 5 donne $l' = 5\ (1 + 0{,}000017173 \times 100 = 5{,}0085865$. La surface de la sphère à 0° est égale à $4\pi l^2$ ou $4\pi 5^2$ ou enfin 314,15926. Pour trouver ce qu'elle devient dans les mêmes circonstances, la formule (6) $s' = 4\pi 5^2\ (1 + 2 \times 0{,}000017173 \times 100) = 315{,}2382716$. Le volume de la sphère à 0° $V - \frac{4}{3}\pi l^3 = 523{,}5987761$. Pour trouver ce qu'il devient à 100°, la formule (7) donne $V' = \frac{4}{3}\pi 5^3 + 3 \times 0{,}000017173 \times 100 = 526{,}2963046$.

Applications des principes précédents à quelques exemples industriels. — Dans toutes les constructions industrielles, chemin de fer, machines, etc., la connaissance des coefficients représentant les dilatations et les contractions des divers corps employés dans la construction est très utile. Dans les machines, les cylindres fêlés peuvent être ramenés à leur dimension primitive à l'aide de frettes chauffées à une certaine température que l'on emmanche à chaud ou que l'on réunit à l'aide de boulons et qui par leur contraction ramènent les parties écartées à leur vraie dimension. Il faut donc aussi craindre la déformation de ces mêmes pièces dues à la dilatation et laisser le jeu nécessaire pour permettre librement cette dilatation l'irrégularité de l'épaisseur de la matière donne également lieu à ces mêmes déformations, à ces mêmes inconvénients ; pour les tiges des tiroirs, l'allongement peut faire varier la régulation. Ce qui existe à froid est donc modifié à chaud ; les indicateurs indiquent ces variations dans leur longueur. Dans l'établissement des tuyaux de vapeur d'une certaine longueur on les munit de presse-étoupe ou joints glissants, ou on leur donne des soufflets ou un enroulement pour parer à ces variations de dimensions; sans ces précautions on s'exposerait à des avaries qui se sont souvent produites. On peut estimer la valeur de l'effort qui serait, par exemple, exercé sur une barre de fer de 5 mètres de longueur, de $0^m{,}06$ de largeur et de $0^m{,}03$ d'épaisseur fixée à ses deux extrémités, à la température de 25°, lorsque sa température s'abaisse de 10° au-dessous de 0°, c'est-à-dire pour une variation de 35°. Cette contraction étant égale à la dilatation pour la même température 35° : nous aurons $ldt = 5 \times 0{,}0000122 \times 35$ qui représente le raccourcissement ou l'allongement. D'après les expériences qui ont été faites, s'il agit d'un tirant, d'un tube de chaudière, quand la limite d'élasticité du métal n'a pas été dépassée, la résistance qu'un prisme offre à la traction : 1° est proportionnelle à l'aire A de la section transversale ; 2° est proportionnelle à l'allongement de l'unité linéaire, le mètre, ou au rapport de l'allongement l^m d'une

longueur L^m de ce prisme à cette longueur. Si donc nous représentons par E la charge nécessaire pour produire un allongement d'un mètre, sur un prisme d'un mètre de longueur et d'un mètre carré de base, en admettant que cette hypothèse puisse se réaliser physiquement, la charge P nécessaire pour produire l'allongement l sera exprimé par :

$$P = E \times A \times \frac{l}{L} \qquad (1)$$

Reprenons la barre que nous avions choisie; dans laquelle $A = 0{,}06 \times 0{,}83 - E = 20\,000\,000\,000\,l = 5 \times 0.0000122 \times 35$ $L = 5$ d'où en remplaçant par leurs valeurs, il vient $P = E \times A \times \frac{l}{L} = 15\,327$ kilogrammes.

Formules relatives à la dilatation des gaz. — Les formules que nous avons trouvées et établies pour la dilatation des corps sont applicables aux gaz lorsque d y exprime le coefficient moyen de dilatation cubique de ces dernières et dont la valeur est de 0,00375 pour 1° de 0° à 100°; en désignant ce coefficient par K et par v et v', les volumes occupés par une même masse de gaz aux températures t et t'; nous aurons donc $\frac{v}{v'} = \frac{1 + Kt}{1 + K'}$. Il faut pourtant remarquer ici que cette formule ne pourra être employée que dans l'hypothèse où la tension des gaz, eu égard à la pression qu'ils supportent, est restée constante quand on a mesuré les deux volumes v et v'. S'il en était autrement, il faudrait modifier la formule en se rappelant que les volumes du gaz sont inversement proportionnels aux pressions qu'ils supportent, quand la température est restée la même pendant la durée des expériences. Si donc nous désignons par v le volume d'un gaz à la température t et mesuré sous la pression p et par v' le volume de cette même quantité de gaz quand elle mesure sous la pression p' et à la température t', par K le coefficient moyen égal à 0,00375 et enfin par V le volume qui occuperait cette même masse de gaz si elle était soumise à la pression p' et à la température t; les volumes v et V étant soumis à la température commune t sont en raison inverse des pressions, d'où $\frac{v}{V} = \frac{p'}{p}$; si nous comparons maintenant les volumes V et v', ils ont la même pression mais soumis à des températures différentes, d'où d'après la formule admise $\frac{V}{v'} = \frac{1 + Kt}{1 + Kt'}$; multipliant terme à terme les deux formules, il vient :

$$\frac{V \times v}{V \times v'} = \frac{p'(1 + kt)}{p(1 + kt')} \text{ ou } \frac{v}{v'} = \frac{p'(1 + kt)}{p(1 + kt')} \qquad (a)$$

Cette formule nous fera connaître le volume d'un gaz soumis à la pression p et à la température t, quand on connaîtra son volume à une autre température t' et à une autre pression p'. On se sert souvent de cette formule pour ramener le volume d'un gaz à ce qu'il serait sous la pression et la température normales. Exemples : soit proposé de trouver le volume d'un gaz à 0° et sous la pression de 0,76, lorsque son volume est de 1,35 sous la pression de 73°,2 et à la température de 15° ; d'après la formule (a)

$$v = v' \frac{(1 + kt)\, p'}{(1 + kt)'\, p} = \frac{1,35 \times 1 \times 73,2}{76\,(1 + 0,00375)\,15} = 1^{\text{lit}},231.$$

PRESSION DE LA VAPEUR

PRESSION ABSOLUE, PRESSION EFFECTIVE, CONTRE-PRESSION VIDE ABSOLU, VIDE EFFECTIF

On appelle *tension, force élastique ou pression* d'un gaz ou d'une vapeur, la force avec laquelle ce gaz ou cette vapeur agit sur les parois du vase qui les renferme en vertu de l'expansibilité de leurs molécules, cherchant à occuper un volume plus grand. Prenons pour exemple, pour faire ressortir l'expansibilité des molécules des gaz et les pressions qu'elles exercent sur les récipients qui les renferment, l'appareil employé pour établir l'égalité de pression des liquides.

Ce récipient d'une forme polygonale ou cylindrique est rempli d'un gaz ou d'une vapeur ; si sur les parois de ce vase sont installées plusieurs tubulures cylindriques munies chacune d'un piston P_1 mobile et que sur chacun de ces pistons soient placés des poids faisant équilibre au gaz et à la vapeur ; si à un moment donné, on enlève le même poids sur chaque piston, on les verra tous marcher en même temps et s'arrêter également après avoir parcouru un certain chemin et faisant, dans cette nouvelle position, de nouveau équilibre à la nouvelle pression qui existe dans le récipient après son augmentation de volume par le déplacement simultané de tous les pistons : par ce déplacement des pistons, cette augmentation de volume du récipient, il y a donc eu expansibilité des molécules du gaz on de la vapeur et ils sont de nouveau en équilibre avec les nouveaux poids restant sur les pistons, ou la tension des ressorts. De même, si l'on veut diminuer le volume et le ramener au point de départ en ajoutant des poids p sur l'un des pistons, il faudra ajouter les mêmes sur chacun des autres pistons pour les ramener à leur position première.

Par cette expérience, on reconnaît donc l'expansibilité des molécules des gaz et en même temps leur égalité de pression sur les

parois des récipients qui les renferment. Ces pressions exercées sur les surfaces des récipients, soit une chaudière, soit un piston, sont donc proportionnelles aux surfacs. Si nous représentons par P et p de surfaces S et s différentes dans le rapport de 1 à 30 par

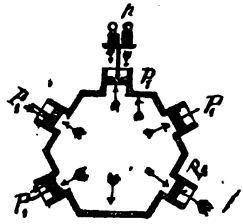


Fig. 476.

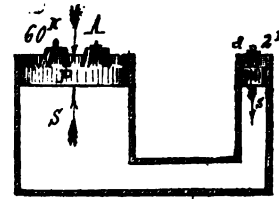


Fig. 477.

exemple, en plaçant 2 kilogrammes sur le petit piston, chaque centimètre carré de la paroi du récipient supportera une pression de 2 kilogrammes et le grand piston dont la surface est de 30 centimètres carrés en supportera 60 kilogrammes ; il y aura équilibre et l'on pourra écrire :

$$\frac{P}{p} = \frac{S}{s} \text{ et } \frac{P}{S} = \frac{p}{s}.$$

On peut encore faire usage d'un récipient d'une forme quelconque à parois inextensibles ABCD et dont tous les éléments de la surface sont soumis à la même pression normale de la part de la vapeur qu'il contient. Sous cette pression, les parois cherchent à s'écarter : Si nous supposons qu'un élément *ab* de cette surface soit mobile, élément représentant la surface du piston des figures 476 et 477, pour lui conserver la position primitive à cet élément de ce piston, il faudra donc lui appliquer sur sa face extérieure une résistance P' égale à la poussée extérieure P de la vapeur. Si de plus nous supposons que le récipient ABCD soit situé dans un milieu où il existe un vide parfait, un milieu sans pression, sans atmosphère, la *pression P exercée* sur les parois de ABCD est ce que l'on appelle la *pression absolue* de la vapeur. Si au contraire ABCD est placé dans l'atmosphère, pour empêcher la partie *ab* de se mouvoir, ou un des pistons P_1' (fig. 476), il ne faudra apposer à cette surface *ab* ou au piston P_1 qu'une pression contraire P' égale à la pression absolue P diminuée de la pression atmosphérique du moment P'. Cette pression qui est la différence

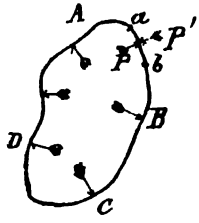


Fig. 478.

entre la pression absolue et la pression atmosphérique actuelle est ce que l'on appelle la *pression effective* et l'on établit la relation suivante :

Pression absolue égale, pression effective, plus pression atmosphérique, ou pression effective égale, pression absolue, moins pression atmosphérique. La pression absolue dans une chaudière est toujours parfaitement déterminée, mais il n'en est pas de même de la pression effective qui est dépendante de la pression atmosphérique du moment. Dans les machines on est donc tenu de prendre en considération sa valeur actuelle du moment pour déterminer leur puissance.

En pratique dans la graduation des manomètres, on prend la pression effective au lieu de la pression absolue, et dans ce cas on prend pour valeur moyenne de la pression atmosphérique, le poids d'une colonne de mercure de $0^{m},76$ correspondant à un poids ou à une pression de $1^{kg},033$ par centimètre carré de surface. La pression effective est donc égale à la pression absolue de la vapeur diminuée d'une atmosphère.

Dans une machine à vapeur lorsque les deux faces d'un piston qui se meut dans un cylindre sont soumises à des pressions différentes, on désigne généralement par *pression*, la pression qui s'exerce sur la face du piston en communication avec la vapeur arrivant directement des chaudières; et on appelle *contre-pression*, la pression absolue qui s'exerce sur la face opposée.

Cette contre-pression résulte de la difficulté qu'éprouve la vapeur à s'évacuer instantanément du cylindre, et à la pression atmosphérique ou de celle du condenseur si la vapeur s'y évacue.

Le piston se meut alors sous l'influence de la pression absolue de la vapeur arrivant directement des chaudières, diminuée de la contre-pression. Si l'on évolue d'une part la pression totale effective exercée sur le piston et sa surface totale en centimètre carré et que l'on divise cette pression totale exprimée en kilogramme par la surface du piston exprimée en centimètre carré, on aura la pression par unité de surface qui est le centimètre carré. C'est ce que l'on fait en prenant l'ordonnée moyenne d'une courbe d'indicateur, laquelle ordonnée donne la première moyenne pour une course, soit montante, soit descendante, et en prenant la moyenne de l'ordonnée pour chaque course, on a l'ordonnée moyenne pour un tour.

VIDE, VIDE ABSOLU, VIDE RELATIF

Vide absolu. — On appelle vide absolu, la pression absolue qui existe au condenseur.

La présence du vide absolu est constatée par l'expérience de Torricelli.

Si l'on remplit de mercure un tube *t* en verre d'une hauteur H par les procédés ordinaires et qu'on le renverse dans une cuvette C remplie de mercure, ce tube étant fermé à son extrémité supérieure ; le niveau de la colonne de mercure s'abaissera, et s'arrêtera à une hauteur *h* faisant équilibre à la pression atmosphérique du moment.

Dans la partie *hh'* supérieure du tube existe donc le vide absolu.

Ce vide s'appelle aussi vide barométrique ; la colonne de mercure H'_1 et H_1 fait équilibre à la pression atmosphérique du moment.

Par extension, on donne dans les termes usuels des machines, le nom de vide aux faibles pressions qui existent dans le condenseur et qui ne dépassent guère une hauteur de 15 à 20 centimètres de mercure.

VIDE ABSOLU, VIDE EFFECTIF

Fig. 479.

D. — Qu'appelle-t-on vide absolu dans les machines ?

R. — On appelle *vide absolu* dans les machines la pression absolue qui existe au condenseur.

D. — Qu'appelle-t-on vide effectif ?

R. — On appelle *vide effectif*, la différence entre la pression atmosphérique actuelle et la pression absolue ou vide absolu du condenseur ; c'est cette différence de pression qui tend à écraser les condenseurs ; dans les nouvelles machines, on les fait généralement en cuivre et cylindriques afin de donner une plus grande résistance aux parois et plus de légèreté.

On appelle encore *vide moyen* dans les cylindres la différence entre la pression atmosphérique actuelle et la pression moyenne qui existe dans les cylindres, lorsque ceux-ci sont en communication avec les condenseurs. On exprime toujours la pression absolue au condenseur par le vide effectif de préférence au vide absolu, car, d'après le mode de fonctionnement des manomètres, l'aiguille ne se met en mouvement qu'en vertu de la différence existant entre la pression atmosphérique actuelle et la pression absolue au condenseur, c'est-à-dire sous l'action de la pression effective dans ce récipient. Il en résulte donc que quand cette dernière pression est nulle, cas qui se présente, la machine étant au repos ; l'aiguille revient tout naturellement à son point de départ, et quelle que soit la valeur de la pression atmosphé-

rique actuelle. Ce point de départ de l'échelle des pressions effectives ou de la graduation du cadran du manomètre est marqué *zéro*, pour que l'aiguille du manomètre indique les vides effectifs. Si l'on voulait que l'aiguille du manomètre indiquât les vides absolus, il faudrait que la division du point de départ représentât la valeur de la pression atmosphérique actuelle, ce qui n'est pas pratique puisque la pression atmosphérique est variable et d'une façon sensible. Avec une pareille graduation pour passer d'un vide effectif accusé par le manomètre ou vide absolu correspondant, on serait obligé de faire la différence entre le nombre lu sur l'instrument du condenseur et celui de la pression atmosphérique actuelle lu sur un autre instrument à part.

Mais le plus généralement, on se contente de prendre pour la valeur de la pression atmosphérique une valeur moyenne de $0^m,76$. Ainsi, en prenant cette valeur de $0^m,76$, et si dans une machine le vide effectif est de $0^m,65$, le vide absolu ou pression absolue au condenseur sera de $0^m,76 - 0^m,65 = 0^m,11$. Mais à cause de la variation de la pression atmosphérique fréquente, il pourrait arriver que cette pression fût supérieure à $0^m,76$ et qu'elle atteignît $0^m,79$ par exemple et que d'un autre côté, la pression absolue dans le condenseur fût très faible de 2 centimètres, par exemple, le vide effectif serait de $0^m,79 - 0^m,2 = 0^m,77$ supérieur à $0^m,76$ et sans cependant que le vide fût absolu, fût parfait au condenseur.

Vide moyen au cylindre indiqué par une courbe d'indicateur. — Soit la courbe ACDGIH'G'D'EA, la ligne atmosphérique étant AB et le vide absolu représenté par la droite XX' distante de la ligne sous pression AB de la distance AX prise à une certaine échelle

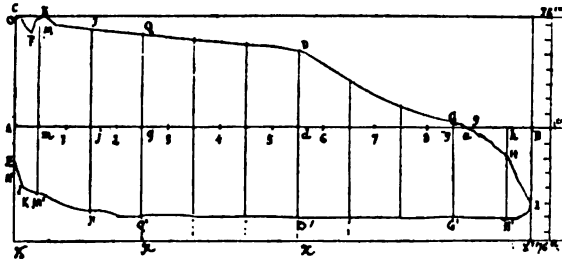


Fig. 480.

représentant la pression atmosphérique $0^m,76$; pour avoir le vide moyen, il faudra prendre la moyenne de toutes les ordonnées Q'x, D'x, etc... composé entre la partie inférieure de la courbe tracée par l'indicateur et la ligne X'X' et la retrancher de $0^m,76$

représentant la pression atmosphérique ; la différence donnera la valeur de l'ordonnée moyenne et par conséquent le vide effectif moyen dans le cylindre. On peut également l'obtenir directement en prenant la moyenne des ordonnées comprises entre la ligne AB dite sous pression et la partie inférieure de la courbe qui indique la loi de la valeur du vide effectif.

Ce que l'on fait pour une courbe relative à la course montante, on le fera de même pour la course descendante ; on prend l'ordonnée moyenne des deux ordonnées représentant le vide effectif pour chaque course et on a le vide moyen pour un tour complet. Cet élément est très important à considérer dans les essais de recette des machines où il joue un rôle important. Aussi, pour avoir un terme de comparaison, le vide moyen aux cylindres devra toujours être accompagné de la valeur actuelle de la pression atmosphérique lue au baromètre du bord au moment de l'expérience. Mais pratiquement, le vide doit être ramené à la pression moyenne de la pression atmosphérique $0^m,76$; de façon à représenter $0^m,76$ moins la conte-pression. Dans le cas où la pression atmosphérique h est plus grande que $0^m,76$, et devient h', on ajoute au vide la différence entre h' et h, et dans le cas où h est plus petit que $0^m,76$, on le diminue de cette différence. La contre-pression p' étant toujours égale à h-v le vide, il en résulte que $76 - p'$, =, en remplaçant p', par sa valeur h-v, $76 - p' = 76 - (h\text{-}v) = v + (76 - h)$.

DISTRIBUTION ET JEU DE LA VAPEUR

FONCTIONNEMENT ÉLÉMENTAIRE

Prenons d'abord un cylindre AB pour expliquer le fonctionnement élémentaire de la vapeur, placé directement sur la chaudière et dans lequel se meut un piston D étanche et glissant à frottement doux dans le cylindre. La vapeur arrivant de la chaudière et agissant sur ce piston avec une pression p par centimètre carré poussera ce piston avec une force p^{kg} multiplié par s surface du piston ou $s \times p$, en suivant une force totale P sur sa face intérieure Fi. Sous cet effort il va se mettre en mouvement. Si nous supposons pour l'instant que la contre-pression soit nulle sur sa face extérieure Fe. Dans son mouvement, le piston agissant sur l'action de la pression totale P pour une course C aura développé sur la tige T un travail P $\times$ C. Mais par l'effet du

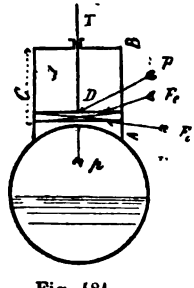


Fig. 481.

déplacement du piston, le cylindre restant en communication avec la chaudière, le volume augmentant avec le chemin parcouru par le piston, la pression aurait dû baisser progressivement avec cette augmentation de volume; mais si cette pression est restée constante, cela résulte de ce que sous l'action du foyer, une quantité de vapeur égale à celle qui était introduite dans le cylindre, était produite par la chaudière.

Quand le piston sera arrivé à la fin de sa course, pour le ramener sur ses pas, il faudra faire agir la vapeur sur sa face extérieure F*e* avec la même pression P ; mais si le piston reste en communication avec la chaudière par sa face intérieure F*i*, en même temps que par sa face extérieure F*e*, toutes deux soumises à la même pression P ; il y aura oppositions égales et par conséquent pas de chemin parcouru, par conséquent pas de travail utile réalisé. Pour produire ce travail utile, il faut donc que le piston se déplace, et pour cela que la résistance sur la face intérieure F*i* diminue ; c'est-à-dire la contre-pression.

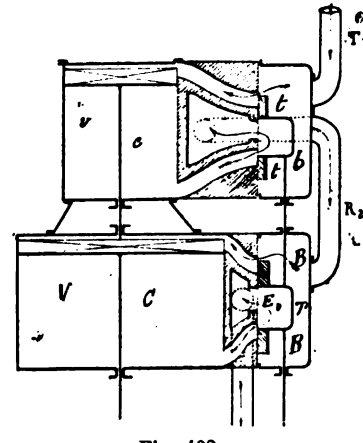


Fig. 482.

Il faut donc placer un obturateur pour intercepter l'arrivée de la vapeur et permettre en même temps à celle-ci de s'évacuer librement. Les moyens employés pour arriver à ce résultat consistent :

1° A mettre la vapeur qui a travaillé et qui doit être évacuée, en communication avec un récipient le plus grand possible, avec un ou deux cylindres d'un diamètre plus grand ; tel est le principe des machines Woolf; où la vapeur après avoir agi utilement dans le premier cylindre *c* se rend dans le deuxième cylindre C d'un volume plus grand et selon le système de machine et la pression plus ou moins élevée des chaudières, se rend de ce cylindre C dans un troisième.

2° A abaisser la température de cette vapeur qui s'évacue alors dans un récipient appelé condenseur, dans lequel elle est condensée par l'arrivée d'un jet d'eau froide.

3° De combiner les deux moyens à la fois que nous venons d'indiquer; c'est-à-dire augmentation de volume et condensation ensuite et c'est ce qui existe dans les machines marines afin

d'obtenir comme eau d'alimentation celle qui provient de la condensation de la vapeur ne contenant pas de sel et possédant une température de 45° à 50°. Dans les canots à vapeur et dans d'autres petites machines, l'évacuation se fait directement à l'air libre. Cet emploi, comme alimentation, de l'eau monohydrique. c'est-à-dire de la même nature d'eau provenant de la condensation continue de la vapeur par son contact avec des parois réfrigérantes, est une source sensible d'économie de combustible et de durée des chaudières par leur état de propreté.

Quantité de chaleur qui doit être fournie à 1 kilogramme d'eau à 0° pour être vaporisée.

L'unité de chaleur est appelée *calorie*; c'est la quantité de chaleur qu'il faut communiquer à 1 kilogramme d'eau pour élever sa température de 0° à 1°.

Pour vaporiser complètement un kilogramme d'eau pure à 0°, il faut lui communiquer en chiffre rond 650 calories quelle que soit sa pression donnée par la relation C calorie $= 606{,}5 + 0{,}305\ t$, t étant la température de la vapeur à la pression considérée.

CHALEUR LATENTE, CHALEUR SENSIBLE

D. — Qu'appelle-t-on chaleur latente?

R. — On appelle *chaleur latente* la quantité de calories qu'il faut communiquer à un kilogramme d'eau élevée de 0° à 100° pour le vaporiser complètement.

D. — Qu'appelle-t-on chaleur sensible?

R. — On appelle *chaleur sensible* celle qu'il faut communiquer à un kilogramme d'eau pure pour élever sa température de 0° à 100° correspondant à la température de l'ébullition sous la pression de $0^m{,}76$.

TEMPÉRATURE

D. — Qu'appelle-t-on température?

R. — On appelle *température d'un corps*, la différence du volume qu'il occupe et celui qu'il occuperait s'il était plongé dans la glace fondante; cette différence étant mesurée à l'aide du degré pris pour unité.

Ainsi, quand on dit qu'un corps est à la température de 15°, cela veut dire que la différence du volume qu'il occupe ou volume qu'il occuperait s'il était plongé dans la glace fondante est égale à 15 fois la centième partie de son accroissement de volume

lorsqu'on le plonge successivement dans la glace fondante et dans l'eau bouillante.

L'instrument qui est employé pour indiquer les variations de température des corps est le thermomètre. Il indique la rentrée ou la sortie du calorique dans un corps, mais sans en indiquer la quantité qui y est entrée ou sortie ; car rien ne prouve que des accroissements égaux de température soient produits par des accroissements égaux dans la quantité de calorique renfermée dans un corps.

On appelle encore température d'un corps le degré de chaleur sensible que possède ce corps.

Tous les corps n'ont pas la même capacité calorifique ; le tableau ci-dessous donne les capacités calorifiques de certaines substances employées dans les machines à vapeur.

NOMS DES SUBSTANCES	CAPACITÉS CALORIFIQUES
	Calories.
Eau pure	1
Eau salée	0,8187
Acide carbonique	0,2210
Oxyde de carbone	0,2884
Air	0,2377
Hydrogène	3,2936
Oxygène	0,2361
Azote	0,2754
Vapeur d'eau	0,8470
Charbon	0,2411
Coke	0,2009
Fer	0,1137
Cuivre	0,1045
Laiton	0,0950
Zinc	0,1000
Plomb	0,310

Économie de combustible produite par l'eau d'alimentation élevée à une certaine température. — Si l'on prend de l'eau à une température t' avait d'être envoyée dans la chaudière, t étant la température en degrés centigrades à laquelle correspond la pression p fournie par la chaudière, la quantité de calories ne serait que $T = 606,5 + 0,305\ (t-t')$; si nous admettons que cette pression p soit égale à 4 kilogrammes de pression absolue, sa température t correspondante est de 145°,4, par conséquent la quantité de calories fournie sera pour un kilogramme d'eau à 0° $= 606,5 + 0,305 \times 145,4 = 650°847$; tandis que, si l'eau d'alimentation a une tempé-

rature qui est égale à 40°, la quantité de calories à fournir par la chaudière ne sera plus que de 606,5 + (145,4 — 40) 0,305 = 617°853 calories. On voit donc l'avantage qui résulte de l'emploi de l'eau d'alimentation portée à une certaine température, aussi, dans les chaudières Belleville, cette eau est réchauffée par un appareil tubulaire semblable à la chaudière et située au-dessus de celle-ci dans la base de la cheminée. Sur les torpilleurs système Normand, l'eau d'alimentation est refoulée dans un appareil tubulaire dans lequel la vapeur réchauffante circule dans un faisceau tubulaire. Cette eau peut atteindre une température voisine de 100°.

La vapeur réchauffante est prise dans la boite à tiroir du premier cylindre détendeur.

DISTRIBUTION ET JEU DE LA VAPEUR DANS LES CYLINDRES

Prenons pour première application un cylindre *cy* muni des robinets R*i* et R'*i* pour l'introduction, R*e* et R'*e* pour l'évacuation, *rp* et *r'p* des robinets de purge haut et bas du cylindre et R*g*, la soupape ou reniflard de purge du condenseur, et I le tuyau d'injection muni d'un robinet régulateur; V l'arrivée de vapeur *e*, l'évacuation au condenseur; P le piston; T*p* sa tige; AC les orifices d'introduction; B et B ceux d'évacuation.

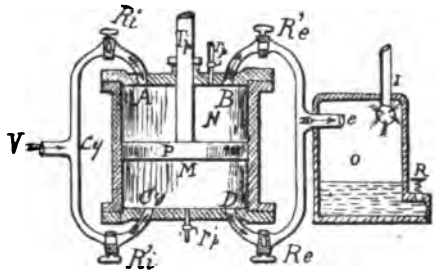


Fig. 483.

Si nous ouvrons d'abord ensemble les robinets d'introduction R*i* R'*i* et R*e* R'*e* d'évacuation, les compartiments M et N situés au-dessous et au-dessus du piston seront à la fois en communication avec la vapeur des chaudières et avec le condenseur, l'air va être expulsé par les soupapes de purge *rp* et *r'p* et par le reniflard R, les soupapes et le reniflard étant appliqués sur leurs sièges par des ressorts à boudin. Le piston P à l'aide de ses garnitures se meut à frottement doux dans le cylindre, et il transmet par le moyen de sa tige T*i* et d'une bielle que nous supposerons infinie un certain effort à la manivelle d'un arbre, effort qui est proportionnel à sa surface exprimée en centimètres carrés, multiplié par la pression effective *p* exprimée également en kilogrammes par centimètre carré. L'équilibre de température étant établi, fermons les robinets R*i* et R'*i* d'introduction ainsi que les purges *rp* et *r'p;*

ouvrons le robinet d'injection de façon à condenser la vapeur contenue dans le cylindre et dans le condenseur, de façon à ce que l'eau du condenseur ait une température constante de 30° à 35° pour les encremées à moyenne pression et de 45 à 50° pour les nouveaux appareils à haute pression et à condensation par surface; la pression alors restante sur les deux faces du piston sera celle correspondante à ces températures. Tous les robinets étant fermés; mettons le piston à son point mort bas, et ouvrons les robinets R'*i* d'introduction et R'*e* d'évacuation si la pression initiale et absolue venant de la chaudière est de 5 kilogrammes et la contre-pression de 0kg,100, le piston se mettra donc en mouvement sous une pression effective de 5 kilogrammes, 0kg,100 ou sous un effort total de S surface en centimètres carrés, multiplié par *p'* exprimée en kilogrammes par centimètre carré, et comme travail pour une course S × *p'* × C = K kilogrammètres, et pour N course *p'* S × P × C × N et en divisant ce produit par 60 × 75 on aura la puissance en chevaux pour une course.

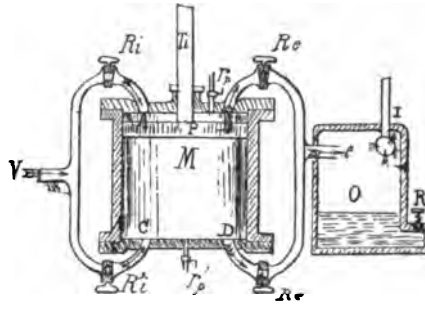


Fig. 484.

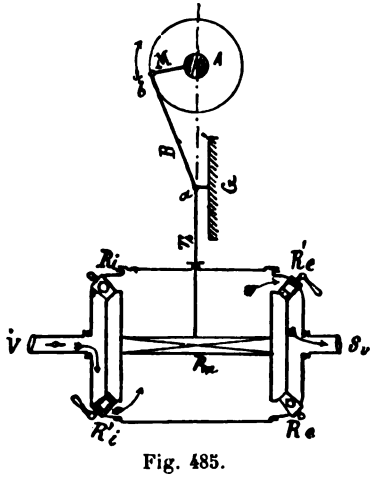


Fig. 485.

Dans son mouvement le piston refoule sur sa face supérieure l'air et la vapeur d'eau à 40°, mais comme il y a de l'eau dans le condenseur, au fur et à mesure que le piston refoule cette vapeur, celle-ci se condense et sa pression reste constante; c'est cette résistance que nous avons appelée *p'* et qui représente la contre-pression.

En continuant à monter, le piston arrive en haut de sa course (fig. 484); fermons alors le robinet R'*i* d'introduction bas et R'*e* d'évacuation haut, et ouvrons R*i* d'introduction haut et R*e* d'évacuation

bas au condenseur, le piston situé dans les mêmes conditions que pour sa course montante, effectuera de même sa course descendante; et le travail sera le même. Et pendant sa course montante et sa course descendante, nous admettons que la tige du piston T*p* est reliée au pied *a* d'une bielle B et que la tête *b* de cette bielle soit articulée à une manivelle M colée sur l'arbre moteur A (fig. 485); que la tige T*p* soit guidée par une glissière G; le mouvement rectiligne de va-et-vient de la tige du piston imprimera un mouvement circulaire continu à la manivelle M et à l'arbre moteur A. Lorsque le piston est à ses points morts, c'est-à-dire que l'axe de la bielle est le prolongement de celui de la tige du piston, la pression de la tige du piston ne fait qu'appuyer l'arbre contre les coussinets; sous l'inertie des pièces en mouvement, la continuation du mouvement n'aurait donc pas lieu; mais dans l'industrie il y a des volants, et dans la marine il y a deux ou trois machines dont les manivelles forment entre elles des angles de 90°, de 120°, etc.; et par ce groupement des manivelles, quand l'une est au point mort, les autres se trouvent dans des positions favorables pour déterminer la mise en marche d'abord et assurer ensuite la continuation du mouvement.

Nous pouvons donc exprimer le travail réalisé pendant une course montante et une course descendante. Pour cela, représentons par D le diamètre du piston, $\frac{\pi D^2}{4}$ sera sa surface, par C la course, par p la pression absolue de la vapeur introduite dans le cylindre, par p' la pression absolue du condenseur ou la contre-pression; l'effort moteur sera donc en centimètres carrés :

$$\frac{10\,000\,\pi D^2}{4} \times p - p' = \text{F kilogrammes.}$$

et le travail pour chaque course :

$$\frac{10\,000 \times \pi D^2 \times C \times p - p'}{4} = \text{K kilogrammètres.}$$

Si nous voulons savoir le nombre de calories qu'il a fallu fournir, il suffira de rappeler qu'une calorie développe 424 kilogrammètres; pour trouver le nombre de calories il suffira donc de diviser le nombre de kilogrammètres :

$$\frac{10\,000\,\pi D^2 \times C \times p - p'}{4} = \text{K kilogrammètres.}$$

par 424. et l'on aura :

$$\frac{\frac{10\,000\,\pi D^2 \times C \times p - p'}{4}}{424} = \text{N calories dépensés.}$$

Si l'on admet d'autre part que le kilogramme de houille dégage en moyenne 7500 calories, en divisant N par 7500 on aura le nombre de kilogrammes brûlés $\frac{N}{7500} = P$ kilogrammes de houille.

L'expression $\frac{\frac{10\,000\,\pi D^2}{4} \times C \times p - p'}{424} = N$ représente la quantité de calories utilisées; mais on peut également trouver le nombre qui a été dépensé, $\frac{\pi D^2 \times C}{4}$ représentant le volume du cylindre, par conséquent si le poids d'un mètre cube de vapeur est P, à la pression p, $\frac{\pi D^2}{4} \times C \times P$ représentera le poids de vapeur dépensé pendant une course c, ce qui permettra de pouvoir déterminer le coefficient d'utilisation, en comparant la quantité de calories utilisée et celle qui a été fournie.

Si l'eau introduite dans la chaudière est à 0°, la quantité de chaleur fournie par cette chaudière pour vaporiser un kilogramme d'eau sera :

$Tc^{cal} = 606.5 + 0{,}305\,t$ dans laquelle, comme nous l'avons déjà vu, t représente en degrés centigrades la température de l'eau correspondante à la pression p considérée. Par conséquent comme le poids de vapeur dépensé dans le cylindre pour une course est $\frac{\pi D^2 \times cP}{4}$, le nombre de colories sera :

$$\frac{\pi D^2 \times C \times P \times Tc}{4}.$$

En divisant la quantité de chaleur utilisée par la quantité de chaleur qui a été réellement dépensée, on aura le coefficient d'utilisation que nous représenterons par U, et on aura :

$$u = \frac{\frac{10\,000 \times \pi D^2}{4} \times \left(p - p'\right)}{\frac{\pi D^2}{4} \times C \times P \times Tc} = \frac{\frac{10.000}{424}\left(p - p'\right)}{P \times Tc} = \frac{23\,555\,(p - p')}{P \times Tc}.$$

Mais en réalité la quantité de chaleur évacuée au condenseur n'est pas aussi élevée, car l'eau renvoyée aux chaudières au lieu d'être à une température de 0° en possède généralement de 45° à 50° dans les nouvelles machines et un chiffre bien plus élevé dans les torpilleurs. Pour mieux faire ressortir la valeur du coefficient d'utilisation, prenons un exemple et supposons pour notre cas que le volume du cylindre soit égal à un metre cube pour de la vapeur

à $5^{atm}100$ de pression absolue dont la température est de 153°; et une contre-pression $p' = 0^{k}100$; le travail sur le piston sera donc de 50 000 kilogrammètres et la chaleur utilisée sera de $\frac{50\,000^{kg}}{424}$. Ce chiffre 50 000 kilogrammètres résulte de ce que la surface du piston est de 10 000 centimètres carrés et sa course un mètre, donnant le volume de un mètre cube pour une course et à 3 kilogrammes de pression 50 000 kilogrammètres. En divisant 50.000 kilogrammètres par 424, nous aurons la chaleur utilisée $\frac{50\,000}{424} = 118$ calories.

Le poids du mètre cube de vapeur à $5^{atm}100$ de pression étant de $2^{kg}629$ la quantité de calories sera donc de $2^{kg}629 \times 653 = 1\,716{,}7$ calories, en chiffre rond 1 717 calories. Le coefficient d'utilisation sera donc de $\frac{118}{1\,717} = 0{,}068$. Si maintenant nous prenons l'eau de condensation à 45°, la quantité de calories fournie à l'eau ne sera plus que 621 calories par kilogramme et pour le mètre cube ou le poids $2^{kg}629$, ce nombre sera de 1 632,6 calories, en divisant $\frac{118}{1\,621{,}6}$ par ce chiffre nous aurons la quantité de calories dépensée $\frac{118}{1\,632{,}6} = 0{,}072$. Le rapport de la différence d'utilisation entre de l'eau à 0° et de l'eau à 45° pour l'alimentation, sera donc de :

$$\frac{0{,}072 - 0.068}{0{,}068} = 0{,}06 \text{ p. } 100$$

Dans l'exemple que nous avons choisi, nous avons supposé que les robinets d'introduction et d'évacuation de la vapeur étaient ouverts alternativement pendant toute la durée de la course, que leur ouverture commençait juste aux points morts du piston, qu'il n'y avait par conséquent ni avance à l'introduction, ni avance à l'évacuation, et que comme contre-pression, il n'y avait que celle qui était présentée naturellement par la pression des vapeurs et des gaz du condenseur; qu'il n'y avait pas de détente de la vapeur dans le cylindre et par conséquent une perte de travail comme nous le verrons, et qu'avec une pression continue, les renversements de marche des pistons et autres organes se faisaient avec chocs.

On pouvait donc primitivement avec la manœuvre judicieuse de ces robinets obtenir un fonctionnement des machines, mais au prix de quelle fatigue et de quelle attention; cette manœuvre des premières machines avec ses inconvénients a fait découvrir les organes actuels qui remplacent les robinets, et leur manœuvre par la machine elle-même. Ces nouveaux organes permettent des

modifications sensibles dans le mode de distribution de la vapeur.

DÉTENTE DE LA VAPEUR

D. — *Qu'appelle-t-on détente de la vapeur ?*

R. — On appelle *détente de la vapeur*, l'augmentation de volume qu'elle prend, lorsque l'on interrompt son introduction dans le cylindre à une certaine partie de la course du piston ; pendant cette deuxième partie elle agit par expansion; comme nous l'avons déjà fait remarquer, lorsque l'on place un récipient rempli de vapeur à une certaine pression, par suite de la propriété expansive des molécules de la vapeur qui peuvent être comparées à un ressort à boudin, ces molécules limitées dans leur volume par suite de la résistance que présentent les parois ou celle de la résistance d'ùn ressort dont les spires sont comprimées par un poids, elles ne peuvent se détendre et prendre un volume plus grand qu'elles cherchent constamment à occuper; mais si à un moment donné vous augmentez ce volume en diminuant les résistances, ce qui arrive par la marche du piston, elles prennent un nouveau volume tout en poussant, avec une nouvelle énergie, décroissante il est vrai, l'organe qui s'oppose à leur extension : tel est le cas de la détente; c'est-à-dire à la possiblité de passer à un volume plus grand. Il y a une limite à la détente que nous étudierons plus tard et dont nous ne donnons pour le moment que l'aperçu.

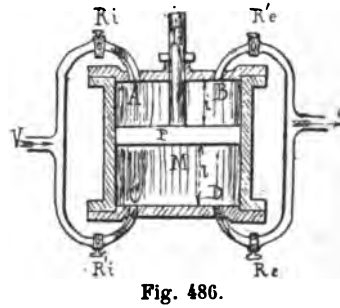


Fig. 486.

La fraction de la course pendant laquelle l'introduction de la vapeur existe s'appelle *durée* de l'introduction ou simplement *introduction*, et la fraction pendant laquelle la vapeur cesse d'être en communication avec son arrivée est appelée *détente*. Ainsi, si l'introduction I cesse à la moitié de la course du piston l'introduction, I est égale à 1/2 et la détente à 1/2 également. Arrivé juste à sa mi-course, le piston est encore soumis à la pression initiale p de la chaudière, ou légèrement inférieure à cause de la condensation qui s'est produite dans le parcours du tuyau; mais en augmentant de volume, elle diminue progressivement de pression et devient p_1, mais encore supérieure à la pression absolue p_2 qui existe au condenseur; le piston continue donc à se mouvoir jusqu'à la fin de sa course. Mais depuis le moment de la fermeture de l'ar-

rivée de vapeur dans le cylindre, l'augmentation de volume produit un abaissement de température; ce n'est donc qu'au détriment de cette température que l'on réalise un certain travail; il y a donc une limite dans la valeur de i et dans celle de la détente qui en dépend. Dans les nouvelles machines cette détente est poussée très loin, d'abord en raison de sa pression initiale élevée et du réchauffement des parois des cylindres avec de la vapeur venant directement des chaudières et dont la tension primitive est réglée pour les chemises par des régulateurs spéciaux.

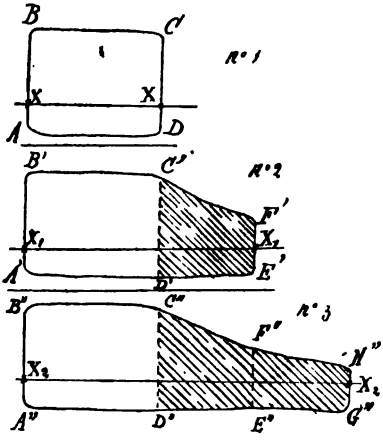


Fig. 487.

Les conditions de l'emploi et de la distribution de la vapeur que nous venons sommairement d'étudier sont défectueuses non seulement au point de vue du fonctionnement des organes, mais aussi au point de vue économique de la machine car, comme nous l'avons remarqué, avec des organes aussi imparfaits que des robinets pour distributeurs de vapeur et manœuvrés à la main, on perdait le bénéfice direct de la détente. Cet avantage de l'emploi de la détente se manifeste clairement par la représentation graphique d'un cylindre dont la course passe successivement de XX à X_1X_1 et X_2X_2 (fig. 14, courbes 1,2,3). La courbe n° 1, représente un cylindre de course XX dans lequel la vapeur est introduite pendant toute la course; le travail réalisé est représenté par le volume de ce cylindre.

La courbe n° 2 nous représente un cylindre d'une course plus longue X_1X_1 que celle du premier pour le même volume de vapeur A'B'C'D', il y a un excédent de travail sur le premier de la partie C'D'F'E' qui a été obtenu sans occasionner de dépense a la chaudière; la durée de l'introduction était $I = \frac{A'D'}{A'E'}$ et la détente $d = \frac{A'E'}{A'D'}$. Prenons encore un cylindre X_2X_2 plus grand, avec le même volume de vapeur introduit $A''D'' = AD = A'D'$. Nous remarquons que l'excédent de travail de ce dernier cylindre sur le premier est représenté par la partie ombrée C''D''H''G'' et sur le deuxième de F''E''H''G'' et cela comme nous le ferons remarquer sans augmentation de dépense, I l'introduction $= \frac{A''D''}{A''G''}$ et $d = \frac{A''G''}{A''D''}$.

Mais il est certain que s'il y a excédent de travail, il y a diminution de température, donc il faut réchauffer les cylindres et d'autant plus que l'on pousserait plus loin la détente.

Il y a aussi une limite dans la valeur de la détente; il ne faut pas que la pression existante dans le cylindre devienne inférieure à la contre-pression; il faut donc maintenir un certain rapport entre la fraction de l'introduction et la durée de la détente; la courbe de la figure 15 montre que pour une introduction PG, la pression en K est en dessous de la contre-pression et que pendant toute la partie de la course K'B, le piston produit un travail négatif; mais comme nous le verrons, il y a non seulement la question du volume

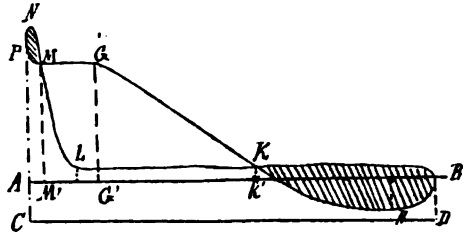


Fig. 488.

de vapeur à introduire, mais il y a aussi la manière de l'introduire et de l'évacuer.

(Fig. 485.) Au point de vue du mouvement, le mouvement rectiligne alternatif de la tige du piston T*h* se transforme en mouvement circulaire continu communiqué à l'arbre moteur A par l'intermédiaire de la bielle B et de la manivelle M. Dans la transformation de ce mouvement, si nous considérons le piston au moment où il arrive au bout de sa course descendante, les robinets R'*i* d'introduction et R'*e* d'évacuation seront encore ouverts (fig. 483) et les robinets R*i* et R*e* restent fermés, la pression initiale *p* diminue de *p'*; la contre-pression existe encore pour pousser le piston. Sous cette poussée constante, lorsque le piston est arrivé à son point mort, il applique donc l'arbre contre ses coussinets et le pied et la tête de la bielle sont également appliqués contre leurs tourillons. Lorsque l'on va ouvrir les robinets R*i* et R*e* pour renverser le sens du mouvement, au lieu de poussée de la tige du piston, il y aura traction et les portages de l'arbre et de la bielle se feront en sens contraire; il y aura choc d'autant plus grand que le jeu entre ces articulations le sera aussi, il y aura donc matage des coussinets, ovalisation, disparition de l'huile lubrifiante par l'effet du choc. Tout ce que nous avons décrit au sujet de la formation et de la distribution de la vapeur dans les machines, n'est qu'un exposé élémentaire qui va être développé dans le cours de cette description.

De plus : 1° Comme à chaque fin de course, le piston doit renverser sa marche et ne déterminer qu'une pression normale sur la bielle à son point mort, sans produire de mouvement, il est donc plutôt désavantageux qu'utile qu'il agisse avec toute l'énergie due à la pression initiale de la vapeur.

2° Comme après le point mort, le piston va reprendre une vitesse croissante, le volume du cylindre va augmenter rapidement, et ce volume, augmenté de l'espace neutre qui existe à chaque bout de course, ne pourra pas être immédiatement rempli de vapeur à la pression p; il y aura donc perte de travail à chaque bout de course ; il faut donc pouvoir introduire de la vapeur à chaque bout de course avant l'arrivée du piston en cette position pour obtenir au moins la pression initiale p au point de départ.

3° Au moment du renversement de marche du piston arrivé à la fin de sa course, le robinet d'évacuation est encore fermé, on l'ouvre seulement à ce moment ; donc la vapeur a encore dans le cylindre la même pression qu'à l'arrivée à bout de course, elle présente donc une résistance immédiate et assez grande au mouvement rétrograde du piston ; donc il faudrait diminuer cette pression par une évacuation anticipée de la vapeur avant que le piston ne revienne sur ses pas. En résumé, nous avons donc reconnu que par la manœuvre des robinets si l'on veut tirer le meilleur parti possible de la vapeur, il faut introduire de la vapeur sur la face opposée du piston à son mouvement pour contrebalancer son énergie en arrivant à son point mort, et préparer son retour sous l'action de la pression initiale p, en remplissant l'espace neutre de vapeur; cette introduction anticipée de la vapeur constitue aussi ce que l'on appelle l'avance à l'introduction, et évacuer la vapeur un peu avant le retour du piston sur ses pas pour diminuer la pression de la vapeur qui s'opposerait à son mouvement en sens inverse ; c'est ce qui constitue l'avance à l'évacuation.

Pour avoir un fonctionnement économique de la vapeur et éviter les chocs dans les organes, il faut donc :

1° *Diminuer la période d'introduction de la vapeur dans les cylindres;* c'est-à-dire produire de la détente pendant une certaine partie de la course; dans les anciennes machines, l'introduction était poussée aux 0,70, 0,80 de la course du piston ; dans les machines Woolf à trois cylindres égaux la période d'introduction du cylindre central est encore les 0,85 de la course du piston ; la détente ne se produisait que pendant les 0,20 ou 1,15 de la course. Dans les appareils à haute pression et à grande vitesse, la période d'introduction est bien diminuée, elle est souvent réduite aux 0,60 de la course, il y a donc détente pendant les 0,40.

Avec des appareils spéciaux, appelés détentes variables, nous verrons que l'on peut encore diminuer cette période.

2° *Déterminer de l'avance à l'introduction de la vapeur dans le cylindre avant l'arrivée du piston à fin de course ;* cette avance est généralement égale, ou commence 0,01 de la course, avant l'arrivée du piston à ses points morts; mais elle peut varier entre le point mort haut et le point mort bas pour augmenter la pression soit en montant soit en descendant, et faire équilibre à certaines différences de puissance et de résistance qui se présentent dans la construction des machines, l'agencement de leurs organes ; les tiges de pistons en diminuent la surface ; dans les machines verticales il y a, à un moment, des couples mal équilibrés pour chaque tour ; il faut monter le poids du piston, bielle, etc.

3° *Produire de la compression avant la fin de chaque course du piston ;* elle commence généralement aux 0,90 de la course du piston, c'est-à-dire qu'il a encore 1/10 de sa course à parcourir quand l'évacuation est interrompue.

4° *Il faut produire de l'avance à l'évacuation de la vapeur ;* elle commence généralement 1/10 avant l'arrivée du piston à son point mort.

On a donc pu avec la manœuvre des robinets, bien à propos, réaliser une partie des conditions que nous venons d'établir. Toutes les explications que nous venons de donner n'avaient pour but que d'expliquer le rôle de la vapeur et des organes simples employés pour expliquer son jeu.

ÉTUDE DE LA DÉTENTE NATURELLE DANS LES MACHINES WOOLF

Nous avons déjà défini la détente par cette condition : Accroissement de volume que prend la vapeur dans le cylindre, lorsque séparée de son liquide générateur pendant une certaine partie de la course du piston, elle continue à pousser ce dernier en vertu de l'expansibilité de ses molécules.

Ainsi, si pendant les 30 p. 100 de la course du piston, la vapeur est introduite, la durée de la détente sera les 70 p. 100. Cette définition convient pour un cylindre unique, nous allons voir ce qui se passera pour les machines Woolf.

INTRODUCTION EFFECTIVE

On appelle introduction effective le volume du rapport de vapeur arrivant de la chaudière et introduit pour un coup de piston, au volume que possède cette même quantité de vapeur au

moment où elle se rend au condenseur. On appelle détente effective le rapport inverse.

Si nous représentons par v le volume de vapeur introduit pour un coup de piston dans le cylindre d'une machine ordinaire, ou dans le cylindre admetteur d'une machine Woolf, par V le volume théorique du cylindre de la machine ordinaire, ou le volume théorique du ou des cylindres détendeurs d'une machine Woolf; nous aurons en appelant I l'introduction et D la détente effective.

$$I = \frac{v}{V} \text{ et } D = \frac{V}{v}.$$

Pour le cas d'une machine ordinaire introduisant pendant les 0,30 de la course.

$$I = \frac{0{,}30\ V}{V} = 0{,}30 \quad D = \frac{V}{0{,}30\ V} = \frac{1}{0{,}3} = 3{,}3.$$

Pour le cas d'une machine Woolf à deux cylindres

$$I = \frac{0{,}30\ v}{V} \text{ et } D = \frac{V}{0{,}30\ v};$$

et si $$V = 3\ v,\ I = \frac{0{,}30\ v}{3v} = 0{,}10$$

et $$D = \frac{3\ v}{0{,}30\ v} = 10.$$

Pour une machine Woolf à trois cylindres égaux, même course et même diamètre, dont un admetteur et deux détendeurs, avec une introduction de 0,50 à l'admetteur

$$I = \frac{0{,}50\ V}{2\ V} = 0{,}25 \text{ et } D = \frac{0{,}50\ V}{2\ V} = 4.$$

LOI DE LA VARIATION DE LA DÉTENTE

Si la vapeur était parfaitement sèche à la fin de l'introduction et conservait sa température initiale pendant toute la durée de sa détente, on pourrait obtenir rigoureusement la valeur de la pression moyenne pendant la détente, car la loi de la pression suivrait rigoureusement la loi Mariotte; mais la vapeur ne se comporte pas ainsi; par l'effet de sa détente, elle perd de sa température, une partie se condense dans le cylindre par suite du refroidissement de ses parois intérieures qui sont en communication avec le condenseur pendant l'évacuation; il faut donc réchauffer les chemises du cylindre afin de prévenir une trop

grande condensation ; la vapeur n'étant pas parfaitement sèche, les particules aqueuses qu'elle contient en suspension se vaporisent sous l'influence de la diminution de pression, et cette vaporisation ne peut se produire qu'en empruntant la chaleur nécessaire à la vapeur elle-même et aux parois du cylindre. De ces considérations, il résulte donc que la loi de la variation de la pression ne pourrait être obtenue d'une manière certaine par le calcul, étant subordonnée à tant de causes différentes, et que l'on peut énoncer ainsi : 1° au genre de fonctionnement de la machine, l'organe de distribution peut interrompre plus ou moins bien l'arrivée de la vapeur ; 2° l'état de la vapeur peut être plus ou moins aqueux à la fin de la course ; 3° l'influence des chemises peut être plus ou moins efficace ; il faut avoir bien soin de les purger et d'établir un courant continu de vapeur à une température élevée.

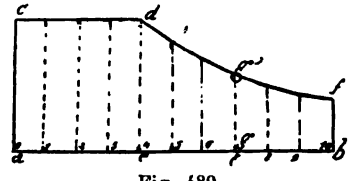


Fig. 489.

Dans les nouveaux appareils, où la question des chemises et leur réchauffement est fait convenablement; on a reconnu que sans erreur trop sensible, on pouvait faire usage de la loi de Mariotte pour évaluer la pression moyenne de la vapeur pendant la détente.

Si nous représentons par *ab* la course du piston à une certaine échelle, et par *ac* la pression estimée en kilogrammes par centimètre carré à une certaine échelle et soit 3 kilogrammes cette pression, et par 0,4 la durée de l'introduction en fraction de la course du piston, divisons la course *ab* en 10 parties égales, 1, 2,.... 10, et en chaque point de division menons les ordonnées qui représentent les pressions correspondantes aux accroissements de volumes. La pression initiale *ac* devant rester constante pendant toute la durée de l'introduction sera représentée par la droite *cd* limitée aux 0,40 de *ab* et parallèle à cette dernière.

La pression à un point quelconque, 7 par exemple, aura pour valeur d'après la loi de Mariotte, puisque les pressions sont en raison inverse des volumes.

$$\frac{3^{kg}}{x^{kg}} = \frac{0,7}{0,4} \text{ d'où } 3^{kg} \times 0,4 = x \times 0,7$$

d'où
$$x = \frac{3^{kg} \times 0,4}{0,07} = 1^{kg},714.$$

En portant au point 7 et à l'échelle admise la valeur $1^{kg},714$ sur la perpendiculaire *gg'*, nous aurons un point de la loi, et en agissant de même pour les autres divisions nous aurons la

courbe *dg'f* qui nous représentera la loi de variation des pressions. Pour calculer l'ordonnée moyenne, il faudra déterminer l'ordonnée moyenne entre *de* et *fb*, en faisant la somme de ces ordonnées et en divisant par leur nombre et la moyenne finale entre *ac* et *bf* et la moyenne *g'g* durant la détente. La partie du diagramme *acde*, représentera le travail pendant l'introduction et la partie *edg'fb* le travail pendant la détente. La surface *acdg'fb* se nomme le *diagramme théorique* ; elle est la représentation graphique du travail théorique absolu de la vapeur pendant une course du piston.

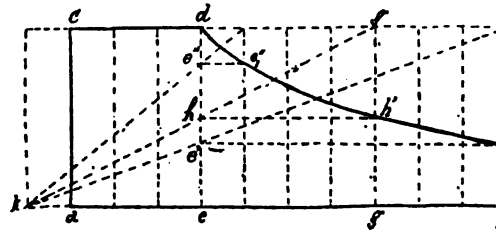


Fig. 490.

Dans le tracé de ce diagramme, nous n'avons pas tenu compte des espaces neutres du cylindre et des volumes des orifices ; représentons la valeur de l'espace neutre et celui d'un orifice, pour une course par *ka*. Soit toujours *ab* la course du piston, *ac* la pression initiale et *ae* ou *cd* la portion de course et le volume engendré par le piston pendant la durée de l'introduction.

Le volume de la vapeur à la fin de l'introduction sera représenté par *ke*, et nous obtiendrons la valeur de la pression P, pour le même point *g*, par la relation $P \times kg = ke \times do$, puisque le poids de vapeur reste le même,

d'où : $$P = \frac{ke \times dc}{kg}. \qquad (1)$$

Cette égalité permet de tracer graphiquement la loi de la courbe de la détente. Pour cela, par le point *g*, élevons l'ordonnée *gg'* jusqu'à la rencontre de *de* prolongée, et joignons *kg'* ; cette ligne rencontre *ed* en un point *h*, à la fin de l'introduction ; menons *hh'* parallèle à *ab*, la rencontre *h'* de cette parallèle avec l'ordonnée *gg'* est un point de la courbe de la détente. En effet les triangles semblables *khe* et *kgg'* donnent l'égalité

$$\frac{ke}{kg} = \frac{pc}{gg'}\text{; d'où } he = \frac{ke \times gg'}{kg} \text{ ou } gh' = \frac{kc \times dc}{kg}$$

En composant cette égalité à l'égalité (1) on $agh' = P$; on trouve de même les points intermédiaires c''_1, etc., ce qui permet de tracer la courbe de pression.

DÉTERMINATION DU DIAGRAMME PRATIQUE

D'après ce que nous avons dit, dans l'évaluation de ce nouveau diagramme, nous tiendrons compte de l'avance, égale aux 0,9 de c à l'évacuation de la vapeur, de l'avance à la compression $= 0,1$, et de l'avance à l'introduction $= 0,1$ de la course.

Traçons ab représentant la course du piston à une échelle quelconque, partageons cette droite en dix parties égales pour

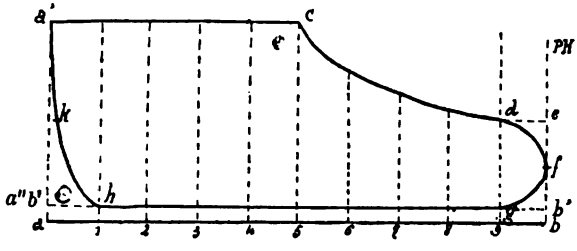


Fig. 491.

plus de simplicité, et menons des ordonnées à chaque point de division. Supposons que la pression initiale de la vapeur pendant la durée de l'introduction soit de 4 kilogrammes et que l'échelle soit de 10 millimètres pour représenter 1 kilogramme par centimètre carré. Prenons le piston au bas de sa course d, et élevons en a une ordonnée aa' de 40 millimètres représentant à notre échelle la pression de 4 kilogrammes, et admettons que la contre-pression ou la pression exercée par l'évacuation soit de $0^{kg},30$; portons cette pression qui, à notre échelle, vaut 3 millimètres de a en $a''b'$ et menons $a''b'$ parallèle à ab. Si nous admettons que l'introduction dure pendant les 0,50 de la course du piston, menons la droite $a'c$ parallèle à ab et qui sera limitée au point c rencontre de la division 5, limite de la durée de l'introduction.

A partir de ce point c, la vapeur se détend et sa pression diminue selon la loi de Mariotte qui est représentée par la courbe cde, s'il n'y avait pas de l'avance à l'évacuation, mais nous avons admis qu'aux 0,90 centièmes de la course du piston, il y avait commencement d'ouverture à l'évacuation ; donc aux 0,9, au point d, la pression diminue plus rapidement, et la courbe de pression au lieu d'être cde, devient cdf.

Au point f, le piston a achevé sa course ; mais l'évacuation n'est

pas terminée, elle se continue pendant une certaine partie de la course rétrograde du piston et la pression diminue selon la courbe *fg*, jusqu'à ce que sa valeur soit devenue égale à la contre-pression normale indiquée par la ligne *a''b'*, et continue à rester parallèle à *ab* jusqu'en *h*, point correspondant à la division 1 ; à ce point, comme nous l'avons dit, le piston a parcouru les $\frac{9}{10}$ de sa course rétrograde, et la contre-pression commence ; l'évacuation étant fermée, l'air et la vapeur contenus dans le cylindre sont donc comprimés jusqu'au moment ou l'introduction recommence au 0,01 de la course du piston ; cette compression augmente au fur et à mesure que le piston approche de sa fin de course et suit la loi représentée par la courbe *hk* ; enfin au point *k*, situé à 0,01 de la fin de course du piston, l'introduction comme nous l'avons dit, recommence et la courbe de pression remonte brusquement de *k* en *a'*. La courbe *a'cdf* est la loi de la variation de la pression de la vapeur sur la face bas du piston pendant sa course montante et la surface *aa'cdfb*, représente le travail absolu de la vapeur pendant la course montante du piston. La courbe *fghka'* représente la courbe de la loi de la résistante sur la face opposée du piston pendant la course rétrograde descendante ; l'aire *aa'khgfb*, représente le travail résistant produit par la même vapeur pendant la course descendante. Le travail effectif de la vapeur pendant la course montante du piston est donc représenté par l'aire de la surface *a'cdfghk*.

EXPRESSION DU TRAVAIL THÉORIQUE DE LA VAPEUR AVEC L'EMPLOI DE LA DÉTENTE POUR UN COUP DE PISTON

Représentons par :

S^2 la surface du piston.

C^m en mètre sa course totale.

c' sa fraction de course relative à la durée de l'introduction.

V^3 le volume du cylindre.

V'^3 le volume engendré par le piston pendant l'introduction.

P^{kg} la pression initiale de la vapeur.

P'^k la pression moyenne pendant la détente, en kilogramme par mètre carré.

p^{kg} la contre-pression.

Le travail absolu pendant l'introduction aura $S \times P \times c' = V'P$; celui obtenu pendant la détente sera $SP'' (C-c') = P' (V-V')$.

Le travail de la contre-pression pendant toute la course sera $=$ à $SpC = Vp$. Le travail effectif est évidemment égal à la somme des deux premiers diminué du deuxième; donc $T = V'P + P (V-V')-Vp$.

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS RÉSULTANT DE L'EMPLOI DE LA DÉTENTE

Avantages. — 1° Pour la même pression initiale, ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer, et à égalité de vapeur dépensée et par conséquent de charbon brûlé, la détente procure un travail plus grand; pour rendre ce fait manifeste (fig. 492), considérons un cylindre C*y* dont la course du piston est *ab*, la pression initiale *ac* et la contre-pression *ak*. Le travail effectif pendant une course du piston sera la différence des deux surfaces *abcd* et *akfbc* ou la surface *kcdf*, dans le cas où il n'y a pas de détente. Prenons maintenant (fig. 493) un cylindre C*y'* de même diamètre, mais d'une course *a'b''* plus grande que *ab*, et dans lequel on introduira de la vapeur à la même pression *o'* initiale *a'c'* que dans le premier et la même quantité *a'b'*, la contre-pression étant la même dans les deux cylindres. Le travail développé dans le deuxième cylindre se compose d'abord de la surface *k'c'd'f'* égale à la surface *kcdf* du premier, et de la surface en excédant *f'd' f' d''f''*; par l'emploi de la détente, et sans aucune autre dépense on a donc gagné cette dernière surface; on aurait pu encore augmenter la surface rela-

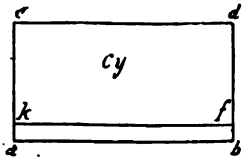


Fig. 492.

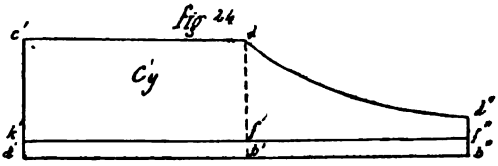


Fig. 493.

tive à la détente en augmentant la course; mais comme nous l'avons déjà vu, il y a une limite à l'expansion de la vapeur.

2° *fg*. La détente favorise le mouvement du piston; car, par l'emploi de la détente la pression sur le piston diminue au fur et à mesure qu'il approche de la fin de sa course; il résulte donc de ce fait que l'énergie du piston diminue graduellement et qu'avec la compression et l'avance à l'introduction à fin de course son mouvement est nul et qu'il reprend une course de sens inverse sans choc.

3° La détente favorise le travail effectif.

(Fig. 494.) Si on l'introduit pendant toute la course, il est matériellement impossible de produire de l'avance à l'évacuation, et par suite, la pression à fin de course est encore la pression ini-

tiale $Cd = ac$. Lorsque le piston revient sur ses pas, l'équilibre de pression entre le cylindre et le condenseur ne s'établit que lorsque le piston a déjà parcouru une partie *bf* notable de sa course rétrograde; le travail effectif serait alors représenté par la surface *acdf* pour une régulation sans avance à l'évacuation, et une pleine introduction.

Si l'on n'introduit (fig. 495) de la vapeur que pendant les 0,80 de la course du piston et que l'on établisse l'avance à l'évacuation aux 0,90 de la course du piston, la courbe *d'fgk*, représentera la loi de la détente *d'f* d'une part et la chute de pression *fgk*, l'équilibre de pression aura lieu au *k* beaucoup plus près du commencement de la course rétrograde que le point *f*, où il n'y a ni avance

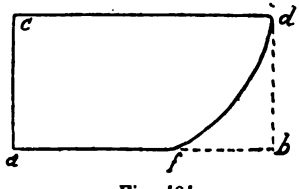


Fig. 494.

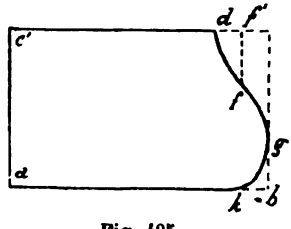


Fig. 495.

à l'évacuation, ni détente de la vapeur; la surface du travail effectif sera alors *a'c'd'fgk* plus grande que *acdf*.

D'après les diagrammes relevés directement sur un grand nombre de machines, on a constaté que la durée de l'introduction doit être limitée aux 0,80 à 0,83 p. 100 de la course dn piston pour obtenir le maximum de puissance effective par coup de piston; en s'écartant de ces données la dépense de vapeur est plus grande et le travail effectif plus faible.

4° L'emploi de la détente diminue le travail de la pompe à air et celui de la pompe de circulation d'eau froide au condenseur; car la quantité de vapeur étant plus faible pour un travail plus considérable sur les pistons, le poids d'eau d'injection ou de circulation sera plus faible, et par suite le travail de ces pompes sera diminué d'autant. C'est pour cette raison aussi que les pompes à air et celle de circulation sont conduites par des moteurs indépendants.

Inconvénients à la détente. — 1° A égalité de pression initiale, l'emploi de la détente rend les machines plus volumineuses et plus lourdes : En effet soient :

P^{kg} la pression effective initiale.

S^{m^2} la surface du piston.

C^m la course.

$V^{m^3} = S \times C$ — volume du cylindre.

P'^{kg} la pression moyenne effective de la machine à détente.

S'^{m^2} la surface de son piston.

C'^m sa course.

$V'^{m^3} = S' \times C'$ — volume du cylindre de la machine à détente.

Si le travail doit être le même dans chaque machine, il faut nécessairement que $VP = V'P'$ expression représentant, comme nous l'avons vu, le travail effectué dans chacune des machines. La pression initiale étant supposée la même, par l'effet de la détente P' est $<$ que P et V' $>$ que V. Plus la durée de la détente sera grande, plus la différence entre P et $'P'$ sera grande, et par suite, il en sera de même entre V 'et V.

On remarque donc que pour un même travail à produire par chaque course de piston, le volume du cylindre augmente avec la détente ; mais le volume de ce cylindre de détente ne saurait être augmenté qu'en augmentant simplement sa course ; car dans ce cas il pourrait avoir une longueur trop grande ; et si l'on veut obtenir un rapport convenable entre son diamètre et sa longueur il faut nécessairement que S'^{m^2} soit plus grande que S^{m^2}. Or, pendant la période d'introduction où la pression initiale est la même dans chaque cylindre, le produit $S \times P$ sera plus grand que $S \times P$; donc il faudra que les organes de transmission de mouvement du piston, tiges, bielles, manivelles, arbres et bâtis soient plus résistants dans cette machine que dans l'autre, qui n'a pas de détente.

2° L'emploi de la détente fait augmenter les pertes de chaleur résultant du refroidissement des surfaces intérieures et extérieures du cylindre qui croissent avec les dimensions du cylindre. A côté de ce refroidissement des parois du cylindre par son contact avec l'air ambiant où sa communication avec le condenseur, il existe une autre cause de refroidissement plus intense ; cette cause résulte de l'état aqueux de la vapeur arrivant de la chaudière, des gouttelettes d'eau tapissent les parois du cylindre ; par suite de la diminution de pression produite par une détente plus ou moins prolongée ; l'eau renfermée dans la vapeur et celle qui est adhérente aux parois du cylindre se vaporisent, en absorbant une nouvelle quantité de chaleur qui détermine un abaissement de température très sensible et rendu encore plus appréciable quand le cylindre est en communication avec le condenseur. La revaporisation qui se produit ainsi se fait trop tard pour donner lieu à un effet utile sur le piston ; mais au contraire elle détermine une contre-pression pendant la course rétrograde, ce qui fait diminuer le travail effectif.

Pendant toute la durée de la communication du cylindre avec

le condenseur, le cylindre s'est refroidi et il ne se réchauffera dans l'introduction nouvelle qu'au détriment de la température de la vapeur affluente, et il en sera de même pendant le fonctionnement normal de la machine ; et la condensation sera d'autant plus forte que l'introduction aura été plus petite et la détente plus grande ; car, c'est sur un poids plus faible de vapeur que les mêmes causes de refroidissement se feront sentir. Il résulte donc tout naturellement de ces faits particuliers que l'augmentation du degré de détente, passé une certaine limite, ne procure plus une augmentation de travail pour le même poids de vapeur sorti de la chaudière.

Mais la limite de la détente est d'autant plus reculée que la pression initiale des chaudières est plus élevée. Mais la limite à la détente ne doit jamais être poussée à produire une pression finale inférieure à la pression supposée du condenseur ou à la pression atmosphérique si l'évacuation se fait dans l'atmosphère car pendant une certaine partie de la course il y aurait un travail négatif.

3° Lorsque la détente est poussée trop loin, elle nuit à la régularité de la rotation ; car elle détermine de grandes variations dans la poussée exercée sur le piston ; cet effet est préjudiciable au fonctionnement de la machine dans de bonnes conditions ; mais on peut remarquer que dans les nouvelles machines à plusieurs cylindres Woolf ou compound, avec des manivelles conjuguées à un nombre convenable de degrés sur l'arbre moteur, l'irrégularité du mouvement causée par une longue détente est bien atténuée ; on règle cette détente à l'aide des courbes d'indicateurs relevées sur chaque cylindre.

Lorsque l'on a besoin d'une machine légère présentant peu d'encombrement, pour la détente, l'introduction est poussée aux 0,80 0,85 de la course du piston.

Dans les grandes machines on a d'abord réduit l'introduction aux 0,70 0,65 de la course procurant des détentes.

$$\frac{V}{0,65} = 1,54 \quad \frac{V}{0,70} = 1,43.$$

Avec les hautes pressions pour l'allure de route, on pousse le rapport $\frac{V}{i} = 6$ à 10 et même au delà, mais en général.

$$\frac{V}{i} = 10 \text{ à } 12.$$

DÉTENTE FIXE OU NATURELLE ET DÉTENTE VARIABLE

Dans les machines, il existe deux sortes d'introduction et de détente.

1° L'introduction et la détente naturelles ou fixes :

2° L'introduction et la détente variables.

L'introduction et la détente naturelles ou fixes sont établies par le constructeur pour une puissance déterminé : elles sont réglées dans leur fixité par l'organe de distribution qui peut être le plus généralement ce que l'on appelle un tiroir, ou par un robinet ou par des soupapes. On ne peut faire varier l'introduction et la détente que quand le distributeur est conduit par un secteur de Stéphenson ou par des cames actionnant des soupapes; mais encore avec ces appareils, les degrés d'introduction et de détente sont parfaitement indiqués.

Dans les machines à haute pression, compound ou Woolf, l'introduction naturelle n'est généralement pas supérieure à 0,65 et à 0,75 de la course du piston, dans les compound, elle ne descend pas au-dessous de 0,50 à cause de la difficulté que l'on éprouverait pour la mise en marche lorsque le système de mise en train est sans déclanche, et dans ce cas, on a recours à des robinets ou soupapes additionnelles qui, manœuvrées à propos, et sans erreur de sens, déterminent le mouvement, en introduisant de la vapeur dans le cylindre où le piston occupe la position la plus favorable pour déterminer le mouvement. On considère alors la position de la manivelle, et on manœuvre le robinet de la soupape dans le sens convenable. Ces organes intermédiaires sont indispensables pour chaque cylindre ; car admettons par exemple qu'il s'agisse d'une machine compound à deux cylindres, l'introduction fixe pour l'admetteur étant de 40 p. 100 de la course du piston Pi. Ce cylindre étant au point correspondant de la cessation de son introduction, il n'y a pas de vapeur sur la face de ce piston; c'est donc le deuxième ou grand cylindre qui devra déterminer le mouvement de départ; mais si sa manivelle est sur le point d'atteindre son point mort, et dans cette position son moment de rotation est très faible et en introduisant de la vapeur à la pression initiale sur la face de son piston, il pourrait arriver que le moment fût trop faible, pour déterminer la mise en marche ; il faudra donc agir sur le petit piston, en manœuvrant le robinet.

A côté de cet inconvénient qui a une importance capitale il en existe encore d'autres, telle que l'irrégularité qui se produirait dans le mouvement, et il faut en outre que la machine puisse développer toute sa puissance, avec les dimensions de ses cylindres et la production de vapeur des chaudières.

EMPLOI DE LA DÉTENTE FIXE ET DE LA DÉTENTE VARIABLE

Comme nous l'avons établi, la détente naturelle produite par l'organe direct, ou le tiroir ou la soupape de distribution fonctionne

seule quand on marche à toute puissance, les feux étant en pleine activité et les chaudières produisant la quantité de vapeur suffisante pour produire cette puissance, et à une pression voisine de celle qui correspond à la charge des soupapes de sûreté. Dans ce cas, il n'y a que la régulation relative au secteur de Stéphenson, et aux cames conduisant des soupapes, qui peut apporter des changements dans la valeur de l'introduction, et de la détente. Si donc, on veut amener un changement dans la valeur de l'introduction avec les autres systèmes de mise en train qui n'admettent pas de modification, il faut avoir recours à des appareils spéciaux produisant une introduction et une détente variables, et permettant de maintenir le maximum de pression pour une allure déterminée, produisant la puissance et le nombre de tours prévus pour cette puissance. On ne pourrait pas obtenir ces chagements dans des limites convenables avec le tiroir seul, sans modifier ses conditions essentielles de régulation produisant l'avance à l'introduction, à l'évacuation indiquéees précédemment et déterminant une compression convenable. Si donc on veut modifier l'allure de la machine; il faudra donc diminuer le poids de vapeur à introduire dans les cylindres, soit par l'étranglement de la section d'arrivée du tuyau de vapeur, ce qui amène un abaissement dans la pression initiale, soit par une détente plus ou moins prolongée, et obtenue par un organe à part, dit organe spécial de détente.

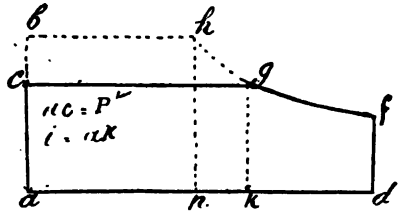


Fig. 496.

Voyons un peu maintenant ce qui va se passer dans chacune de ces deux manières de procéder pour arriver au même résultat, au même nombre de tours et avec une différence de charbon brûlé. En effet, soit *ad* la course du piston, *ac* la valeur de la pression de la vapeur distribuée au cylindre avec l'étranglement du registre, ou la même pression initiale aux chaudières, abaissée à la même valeur *ac* = P'. Dans ce cas, supposons la durée de l'introduction égale à *a*K, la détente se produisant en *g*, la courbe de la détente sera *gf*; le travail développé sera donc représenté par la surface *acgfd*. Soit *ab* la pression initiale aux chaudières, par le point *b*, menons *lh* parallèle à *ad* et prolongeons la courbe *gf* de la détente, jusqu'à la rencontre de *lh* au point *h*; du point *h* abaissons la perpendiculaire *hn* sur *ad*; la surface *abhfd* nous représentera le travail produit pour une introduction *an* à la pression initiale *ab* des chaudières = à P; le deuxième diagramme excède

le premier de la surface *cbhg*. Or, d'après la forme de la courbe de détente *hgf*, c'est le même poids de vapeur qui a produit ces diagrammes, car, nous avons $an \times nh = aK \times Kg$ mais, les longueurs *an* et *a*K d'introduction sont proportionnelles aux volumes des cylindres V et V' engendrés par le piston pendant la durée des introductions afférentes à chacune ; *nh* et K*g* sont les pressions P et P' aux chaudières, et au cylindre, la dernière P' résultant d'un étranglement ou d'un abaissement de pression ;

d'où $$VP = V'P' \text{ et } \frac{V}{V'} = \frac{P'}{p'},$$

Les densités des vapeurs saturées étant sensiblement proportionnelles aux pressions ;

on a $$\frac{P'}{P} = \frac{d'}{d}\ ; \quad \text{d'où } \frac{V}{V'} = \frac{d'}{d} \text{ et } Vd = V'd'.$$

Cette dernière égalité représente le poids commun de vapeur aux pressions P et P' ayant produit l'un et l'autre les diagrammes *acgfd* et *abhfd* ; donc il y aura avantage à augmenter la détente plutôt que d'abaisser la pression initiale des chaudières, puisque le même poids de vapeur avec la détente produit un travail plus grand qu'avec une pression abaissée et une introduction plus grande.

Mais dans le cours des manœuvres, il est plus facile de manœuvrer un registre que de modifier la position d'un organe de détente. Il suffit que cette remarque soit connue, afin de choisir selon les circonstances, l'organe que l'on doit employer. Dans les manœuvres des machines en escadre, ou pour tenir son poste, et effectuer rapidement tous les changements de vitesse qui sont commandés : on maintient la pression initiale aux chaudières et tous les changements d'allure se font à l'aide du registre.

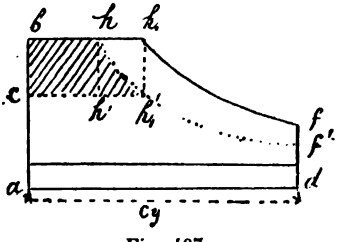


Fig. 497.

Le compteur Volessie indique les variations, en une seconde ou en tours ou en distance, que l'on doit opérer.

Voyons ce qui va se passer par l'étranglement du registre, soit toujours *ad* la course du piston, et *ab* la pression initiale aux chaudières ; si nous introduisons un volume bh_1 à cette pression, nous obtenons le diagramme abh_1fd ; si par suite de la fermeture du registre nous abaissons la pression à *ac*, en conservant la

même durée d'introduction ch_1' ou Ch_1; nous obtenons le diagramme $ach'_1f'd$, inférieur au premier; prolongeons la courbe $f'h'_1$ jusqu'à la rencontre de bh_1 ou h, et nous remarquons que pour le même poids de vapeur, à la pression ac, pour une introduction Ch, et à la pression ac, et pour une introduction bh_1 nous obtenons les deux diagrammes $abh_1f'd$ et $ach'_1f'd$. Or, nous voyons que par la détente naturelle au lieu de la fermeture du registre nous gagnons le diagramme $cbh_1h'_1$. Donc, il n'y a que pour des manœuvres que l'on peut se servir de l'étranglement du registre et qu'il y aurait perte pour une traversée de durée. La vapeur se surchauffe bien un peu en passant de la pression ab à la pression ac sans produire de travail mais cet avantage ne saurait compenser la perte que l'on éprouve.

DISTRIBUTION ET RÉGULATION DE LA VAPEUR A L'AIDE D'UN TIROIR

La distribution et la régulation élémentaire de la vapeur que nous avons indiquées par la manœuvre de simples robinets, nous

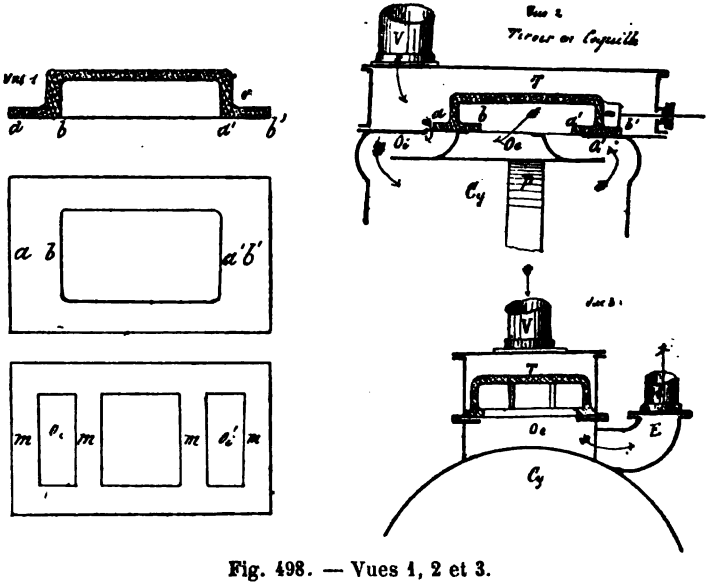


Fig. 498. — Vues 1, 2 et 3.

ayant fourni, les résultats sommaires que l'on peut obtenir par l'emploi de la vapeur, nous allons étudier les nouvelles conditions pratiques résultant de l'emploi de l'organe de distribution

appelé tiroir et que nous avons déjà défini dans la partie descriptive.

Dans les machines, le tiroir est animé d'un mouvement rectiligne alternatif qui lui est communiqué à l'aide d'une manivelle ou d'un excentrique calé sur l'arbre moteur ou sur un arbre intermédiaire, et d'une bielle articulée d'une part sur la manivelle, et, d'autre part, sur la tige du tiroir. Rappelons succintement les éléments des tiroirs employés dans les machines.

On appelle barrettes d'un tiroir ses parties *ab-a'b'* planes ou cylindriques parfaitement dressées qui passent sur les orifices *oi* et *o'i'* du cylindre, en masquant ou démasquant ces orifices à des périodes déterminées de la course du piston, et déterminent ainsi dans leur mouvement la durée des périodes d'introduction de la vapeur, celles de son évacuation et de la compression à fin de course.

Les parties planes *m-m* ou circulaires du cylindre sur lesquelles frottent les barrettes du tiroir sont appelées glaces ou bandes. Dans la régulation que nous allons étudier, nous considérerons le tiroir à barrettes planes, la forme n'apportant aucun changement dans le jeu du tiroir ; il en est de même quand il s'agit de la distribution par cames ; la distribution de la vapeur doit se faire dans les mêmes conditions.

Les tiroirs dont nous allons étudier les fonctions sont :

1° Le tiroir en coquille ;

2° Le tiroir en D majuscule.

Course du tiroir. — La course commune de ces tiroirs est égale au diamètre du cercle décrit par la manivelle ou au diamètre de celui décrit par le rayon de l'excentrique, lorsque la direction de la tige du tiroir passe par le centre de l'arbre de la manivelle ou de l'excentrique.

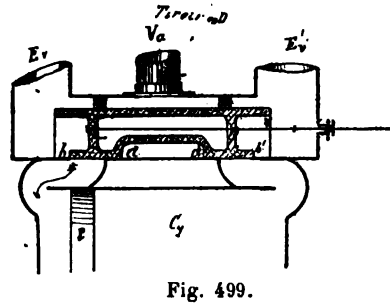


Fig. 499.

Dans le tiroir en coquille, la vapeur est introduite dans les orifices du cylindre par les bords extérieurs des barrettes, et elle est évacuée par les bords intérieurs dans un orifice commun dit d'évacuation.

Dans le tiroir en D, la vapeur est introduite par les bords intérieurs des barrettes et évacuée par les bords extérieurs. Les figures 498, 499 et 501 représentent le schéma de ces deux tiroirs.

EXPLICATION ÉLÉMENTAIRE DU JEU DU TIROIR EN COQUILLE

Considérons le tiroir en coquille (fig. 500, vue 1), dans lequel nous supposerons la hauteur des barrettes égale à celle des orifices et ces barrettes égales entre elles, et la course du tiroir égale au double de cette hauteur. Dans la position actuelle, le piston P est à son point mort B*as* et les orifices sont complètement fermés à l'introduction et à l'évacuation; déplaçons le tiroir sur la droite et faisons-lui occuper la position de la vue 2, la vapeur s'introduit dans le bas du cylindre par l'orifice B et elle s'évacue dans le haut par l'orifice H; sous l'action de la vapeur, le piston se met en marche et vient occuper la position P' vue 2 haut de sa course. Le piston étant lié par sa tige qui est articulée, à une bielle par son pied et dont la tête est articulée à la manivelle de l'arbre moteur, ce dernier aura parcouru un demi-tour. Déplaçons de nouveau le tiroir sur la gauche, l'introduction de la vapeur se fera par l'orifice H, vue 3, et l'évacuation par l'orifice B, et le piston vient reprendre sa position primitive P" bas de course et l'arbre a complété son tour. On voit donc que par la manœuvre du tiroir sur la droite et sur la gauche on obtient le même résultat qu'en manœuvrant les robinets R*i* d'introduction et R*e* d'évacuation des figures .

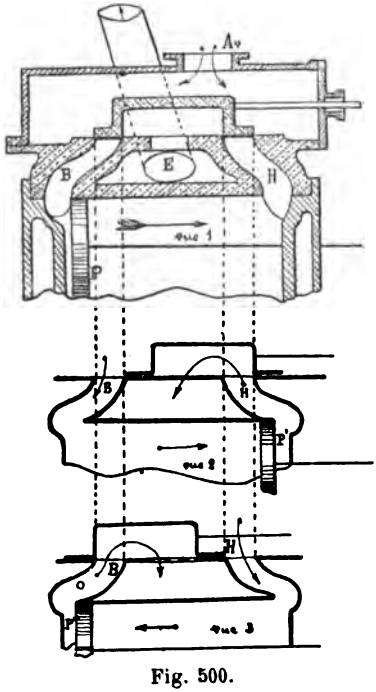


Fig. 500.

EXPLICATION ÉLÉMENTAIRE DU TIROIR EN D

Ces tiroirs également décrits théoriquement se composent de deux blocs A et B, reliés entre eux par la même tige. Ils reçoivent leur mouvement soit de l'arbre du moteur, soit d'un arbre auxi-

liaire, par l'intermédiaire d'une bielle, d'une queue d'excentrique, ou de deux excentriques, les bielles reliées à la coulisse Stéphenson.

Ces blocs tels qu'ils ont déjà été décrits, sont étanches dans la boîte à tiroir et sur la glace du cylindre ; et, il résulte de la définition de ce tiroir, et sur son fonctionnement, que la vapeur arrivant par le tuyau Te est emprisonnée entre les bords intérieurs des barrettes ; que l'introduction dans les orifices B et H du bas et du haut vapeur, se faisant par les bords intérieurs de ces barrettes d'après le mode d'arrivée de vapeur, il s'en suivra que pour obtenir le même sens de mouvement du piston P, occupant la même position qu'avec un tiroir en coquille, il faudra, avec le tiroir en D, déplacer le tiroir de droite à gauche, au lieu

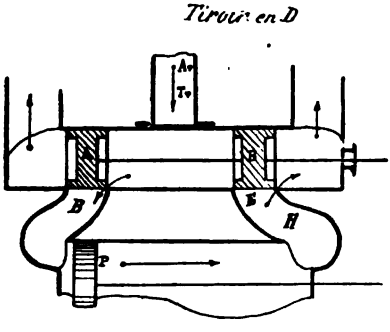


Fig. 501.

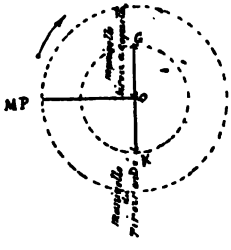


Fig. 502.

de gauche à droite comme cela existe pour le tiroir en coquille ; c'est-à-dire lui imprimer un mouvement contraire.

Ainsi, prenons pour le cas qui nous occupe, le piston P au point mort bas B, pour le faire monter il faut que la vapeur arrive par le même orifice B ; et lorsque le piston sera arrivé en haut de sa course en P, il faudra que le tiroir marche de gauche à droite, en sens contraire du piston et découvre l'orifice H du haut vapeur et le piston reviendra occuper sa position P″ de départ.

Dans la transmission du mouvement au tiroir, nous ne nous sommes pas préoccupés de la longueur de la bielle par rapport à celle de la manivelle rapport de longueur qui joue un rôle important dans l'estimation du chemin rectiligne alternatif parcouru par le tiroir pour le même déplacement angulaire de la manivelle, à une position différente de la circonférence.

Supposons d'abord les bielles d'une longueur infinie, c'est-à-dire qu'elles restent constamment parallèles dans leurs positions diverses, et admettons que dans les déplacements de droite et de gauche, chaque tiroir découvre les orifices de même nom, de

quantités égales, et que de plus le moment précis de l'ouverture de ces orifices coïncide également au moment où le piston commence sa course.

Avec ces suppositions, quel que soit le genre du tiroir, il sera toujours à demi-course quand le piston sera à l'un quelconque de ses deux points morts; et dans ces conditions le rayon de la manivelle qui commande le tiroir fera avec la manivelle du pis-

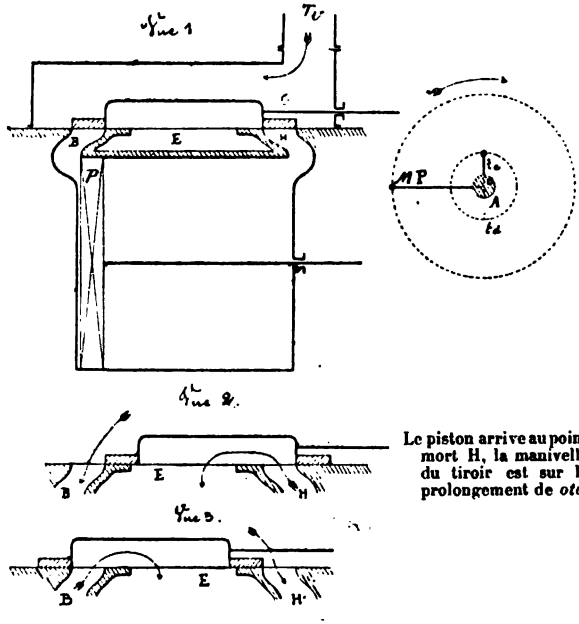


Fig. 503.

ton un angle de 90°. Dans ce cas particulier la hauteur des orifices est égale au rayon de la manivelle du tiroir. Le mouvement du piston et celui de sa manivelle devant avoir lieu dans le sens de la flèche; quand le piston P sera à son point mort B*as*, sa manivelle sera en OMP, et celle du tiroir en *otc* faisant un angle de 90° en avance sur OMP, pour le tiroir en coquille; tandis que pour le tiroir en D, elle sera en *otd* sur le prolongement de *otc*, et faisant avec la manivelle du piston le même angle 90°, mais en retard sur la manivelle, et pour le même sens de mouvement de rotation; on voit que les tiroirs en coquille et en D, pour produire le même sens de mouvement au piston moteur, marchent toujours en sens contraire. En étudiant le fonctionnement complet

du tiroir en coquille, nous pourrons rapporter au tiroir en D tout ce qui concernera le tiroir en coquille, avec cette seule différence

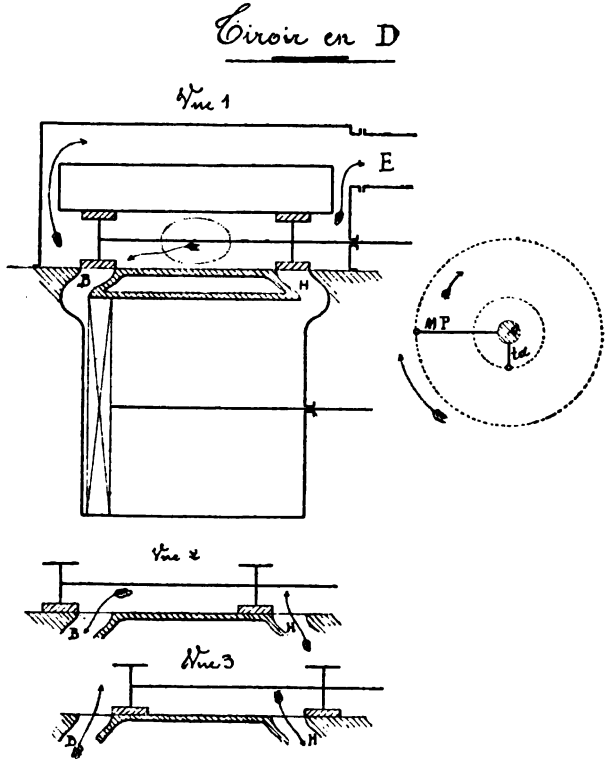


Fig. 504.

que ces deux tiroirs marchent toujours en sens contraire pour même sens de mouvement du piston moteur.

COURSE DU TIROIR

Nous avons déjà dit que la course du tiroir est le chemin parcouru par cet organe, elle est égale au double du rayon d'excentricité ou au double du rayon de la manivelle qui le conduit, lorsque la direction de la tige du tiroir passe par l'axe de l'arbre et que le pied de la bielle est articulé sur cette tige. Tous les points du tiroir ont la même course, et chacun d'eux l'effectue

entre deux limites qui restent invariables tant que la longueur de la tige et celle de la bielle d'excentrique ne changent pas. Le point d'attache de la tige d'un tiroir est une jonction de la tige sur le tiroir, ou de la tige sur la traverse, et qui permet de ramener la course de chacun des points du tiroir entre les limites primitives lorsque ces limites ont pu varier par suite de l'usure des articulations, et les serrages qui ont été effectués pour reprendre le jeu produit par l'usure ; l'usure est toujours un raccourcissement de l'organe du côté où l'usure se produit. La longueur primitive s'obtient par le serrage ou le desserrage de l'écrou et l'adjonction de cales.

Dans le fonctionnement sommaire que nous venons de donner sur le jeu des tiroirs, nous voyons que la seule différence qu'ils présentent avec les quatre robinets dont nous avions fait usage pour le mouvement du piston est, qu'ils sont manœuvrés par un excentrique ou une manivelle de la machine même, et que celle-ci une fois en marche, la manœuvre des tiroirs continue ; mais les points d'ouverture et de fermeture des orifices, la durée de l'introduction et de l'évacuation étaient restés les mêmes avec cette transmission sommaire ; une pareille régulation ne donne pas les vraies conditions auxquelles doit satisfaire une régulation pratique. L'angle de calage que nous avons déjà défini ne doit donc pas avoir une valeur de 90°, puisqu'il ne donne ni avance à l'introduction ni à l'évacuation, ni compression à fin de course et que les orifices sont ouverts pendant toute la durée de la course, ne produisant aucune détente. Or, nous avons déjà fait remarquer que pour éviter les chocs à fin de course du piston et obtenir une certaine économie dans la conduite des machines, il fallait :

1° Faire ouvrir l'orifice à l'introduction lorsque le piston a encore environ le 0,01 de sa course à parcourir ;

2° Faire ouvrir l'orifice d'évacuation lorsque le piston a encore le 0,1 environ de sa course à faire ;

3° De limiter la durée de l'introduction aux 0,50, 0,60 et 0,80 à 0,90 de la course du piston afin de produire de la détente ;

4° Et de produire la compression au 0,1 en avant de la fin de course.

MODIFICATION DE L'ANGLE DE CALAGE ET DE LA HAUTEUR DES BARRETTES A L'INTRODUCTION

Etudions les moyens à employer pour répondre à ces conditions, et toujours en supposant la longueur des bielles du tiroir comme étant infinie. Considérons le même tiroir primitif (fig. 505, vue 1), dans lequel la hauteur des barrettes sera encore juste égale à celle des orifices, plaçons ce tiroir à demi-course ; c'est-à-dire sur le point d'ouvrir l'orifice B à l'introduction, sa mani-

velle étant en *ot*, et celle du piston en M′ faisant avec *ot* un nouvel angle M′*ot*, qui est celui de calage, le piston ayant encore dans la position de sa manivelle OM′ le 0,1 de sa course à parcourir, le mouvement devant avoir lieu dans le sens de la flèche.

Lorsque l'arbre moteur se mettra en mouvement dans le sens indiqué, l'orifice B à l'introduction et celui H à l'évacuation s'ouvriront en même temps de la même quantité. L'avance à l'évacuation au début du déplacement du tiroir commencera bien au 0,1 de la course du piston; mais il n'en sera pas de même pour l'avance à l'introduction qui aura commencé par rapport à la quantité 0,01 admise trop tôt et en même temps. Soit alors OM″, la posi-

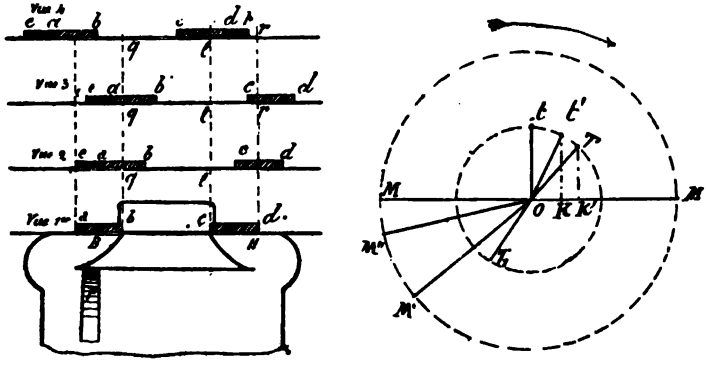


Fig. 505.

tion de la grande manivelle quand le piston n'aura plus que le 0,01 de sa course à parcourir pour arriver à son point mort *b* bas, dans ce mouvement la position de la manivelle du tiroir sera venue en *ot′* et l'ouverture des orifices à l'introduction et à l'évacuation sera égale à *o*K, projection de l'arc *tt′* sur la ligne des points morts; c'est-à-dire que le tiroir occupera la position de la vue 2; l'avance à l'introduction serait alors trop grande, si nous augmentons (vue 2) la hauteur de la barrette *ab* du côté de l'admission bas d'une quantité *ac* = *o*K, le tiroir se trouvera alors arête pour arête à l'introduction pour la position *o*M″ de la grande manivelle, le piston n'ayant plus alors que le 0,01 de sa course à parcourir.

Quand celle-ci sera en *o*M, c'est-à-dire que le piston sera au point mort B*as*; la manivelle du tiroir sera en OT, et l'orifice à l'introduction *bas* sera ouvert de la hauteur *ie* = KK′ (vue 3), et celui de l'évacuation haut de la hauteur *ic* = *ok′*.

Avec les modifications apportées, les ouvertures des orifices d'introduction et d'évacuation auront donc lieu dans les limites que nous avons indiquées. Dans ces nouvelles conditions, si nous

ramenons le tiroir à mi-course, la barrette *ab* débordera l'orifice B du côté de l'introduction d'une quantité *ea*, que l'on appelle recouvrement à l'introduction Bas, et comme nous l'avons déjà dit, l'angle MoT des deux manivelles, est l'angle de calage.

Tiroir en D

Lorsque la grande manivelle du piston sera arrivée en OM_1, au point mort Haut, la manivelle du tiroir occupera la position OT_1 et l'orifice H, haut à l'introduction serait ouvert de la

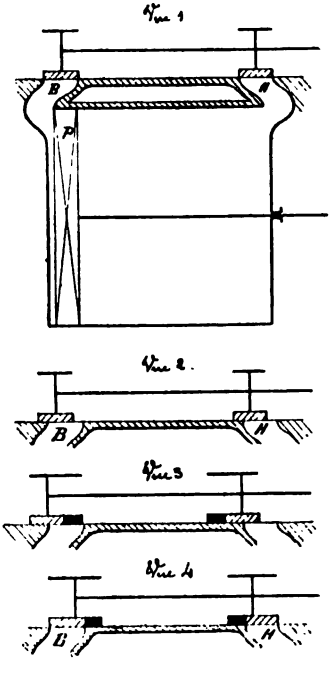
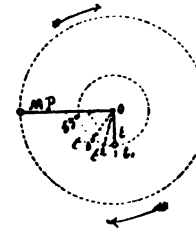


Fig. 506.



quantité $d_2 = o\ k'$, égale *bq* (vue 4) l'avance à l'évacuation, si nous n'avions pas ajouté la bande *dp* à l'introduction haut $= ae$; avec cette bande, l'avance à l'introduction haut est $pr = ie$ avance à l'introduction bas.

La hauteur *dp* est le *recouvrement* Haut.

Les recouvrements sont donc les quantités dont les orifices sont recouverts lorsque le tiroir est à mi-course ; ils portent toujours le nom de l'orifice correspondant. Ces recouvrements que nous venons d'indiquer pour l'introduction peuvent également exister pour l'évacuation, mais ces derniers sont toujours très petits, et quelquefois même ils sont négatifs ; c'est-à-dire que le tiroir étant à mi-course, les orifices d'évacuation sont démasqués au lieu d'être recouverts. L'angle *to*T, complément de l'angle de calage est appelé angle d'avance. Cette définition provient de ce que autrefois l'angle de calage des manivelles du piston et du tiroir était de 90°, valeur qu'il a fallu augmenter, comme nous venons de le voir, pour obtenir une régulation convenable. Cet

angle vaut en moyenne 35° pour une période d'introduction de 0,65 de la course du piston.

(Fig. 506.) Pour le tiroir en D, supposons également le piston au bas de sa course, sa manivelle étant en OMP ; pour que le mouvement du piston se produise dans le sens de la flèche, la vapeur doit être introduite par l'orifice B du bas vapeur ; il faut donc pousser le tiroir sur la gauche de manière à ce qu'il vienne occuper la position (vue 2) et sa manivelle en ot_2, ; par ce mouvement du tiroir, la vapeur s'introduit par l'orifice B, et la vapeur ou l'air s'évacue au condenseur par l'orifice H, et le tuyau d'évacuation E ; le piston arrivant au haut de sa course, et si à ce moment, nous poussons le tiroir sur la droite, la vapeur s'introduira par l'orifice H et s'évacuera par l'orifice B ; il occupe la position de la vue 3 ; le piston opérera donc sa course rétrograde.

Mais avec une pareille régulation, de même qu'avec le tiroir en coquille, nous ne produisons ni avance à l'introduction, ni à l'évacuation, ni détente, ni compression ; nous serons donc amenés par les mêmes raisons à changer l'angle de calage et la hauteur des barrettes. Comme nous l'avons déjà vu, par suite du mode d'introduction des barrettes du tiroir en D, la manivelle de ce tiroir est en retard sur celle du piston de l'angle de calage. Pour obtenir une régulation convenable, nous amènerons donc la manivelle du tiroir à la position 3, faisant un angle de 55° en arrière de la grande manivelle, et nous ajouterons les mêmes recouvrements aux barrettes d'introduction ; cette hauteur des recouvrements vaut en moyenne la moitié de la hauteur des orifices. La partie pleine en noir indique les recouvrements.

ANALYSE DE LA DISTRIBUTION DE LA VAPEUR AVEC UN TIROIR A RECOUVREMENTS ET AVEC ANGLE D'AVANCE

Prenons un tiroir à coquille avec recouvrements à l'introduction et recouvrements nuls à l'évacuation. Le piston étant à un point mort haut H et sa manivelle en OM, et celle du tiroir en OT, l'orifice H, à l'introduction haut l'angle de calage actuel MOT, et le recouvrement établi est ouvert d'une quantité *pr* qui constitue l'avance à l'introduction, et l'orifice B à l'évacuation est ouvert de la quantité *bq* plus grande qui est l'avance à l'évacuation.

Admettons que la machine fonctionne sous l'action de la vapeur. En vertu de l'inertie des pièces en mouvement, le piston dépassera son point mort, et l'arbre tournera dans le sens de la flèche. (Comme il y a toujours au moins deux machines, l'une fait passer le point mort à l'autre).

Ouverture maximum des orifices. — Lorsque le rayon de l'excen-

trique sera arrivé en OT_1, c'est-à-dire à son point mort, le tiroir occupera la position (n° 1) ; dans cette position, les orifices d'introduction et d'évacuation seront ouverts en grand, et la manivelle du piston en OM_1, position qui correspond environ au 1/4 de sa course, ces ouvertures maximum conviennent très bien à la position du piston dont la vitesse augmente, il y a donc affluence complète de la vapeur dans le cylindre ; l'orifice B à l'évacuation est ouvert de *bq* en grand et l'orifice H à l'introduction est ouvert de la quantité *pr* qui vaut en moyenne les 2/3 ou les 3/4 la hauteur de l'orifice.

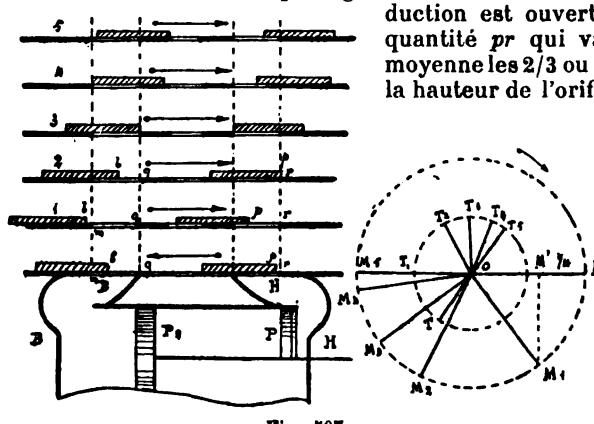


Fig. 507.

Dans certaines machines. il arrive que l'arête d'évacuation *b* du tiroir dépasse même d'une certaine quantité *bm* l'arête antérieure *m* de l'orifice.

Détente naturelle. — La rotation continuant, le tiroir revient sur ses pas et il ferme progressivement les orifices, lorsque sa manivelle sera arrivée en OT_2, le bord de l'arête *p* du tiroir sera en regard du bord de l'arête *r* de l'orifice, l'introduction cessera à ce moment, la grande manivelle sera alors en OM_2 et le piston en P*r* vers les 0,65 ou 0,70 de sa course ; le tiroir occupera la position 2 laissant encore l'orifice B ouvert à l'évacuation d'une quantité *bq*.

La détente naturelle commencera à ce moment et le piston achèvera sa course sous l'influence de la vapeur agissant alors par détente.

Avance à l'évacuation. — La rotation continuant dans le même sens, le tiroir continue toujours à monter, le piston avançant toujours vers le bas de sa course. Quand la manivelle du tiroir sera à la position OT_3, le tiroir sera à mi-course, l'orifice B

du bas se fermera tandis que l'orifice H du haut s'ouvrira ; la compression commence pour le bas, puisque la grande manivelle n'est encore qu'en OM^3 et l'évacuation commencera pour le haut. Ces deux phases de la régulation ont lieu simultanément quand les recouvrements sont nuls à l'évacuation. L'avance à l'évacuation commence avant la mi-course du tiroir quand le recouvrement est négatif et après quand le recouvrement est positif. La compression commence avant la mi-course du tiroir lorsque le recouvrement à l'évacuation est positif et après la mi-course quand il est négatif.

Pour la position du tiroir que nous considérons la manivelle, est OM_3 et le piston a encore environ le 1/10 de sa course à parcourir. L'avance à l'évacuation, ainsi que nous l'avons déjà dit, a pour but de procurer l'échappement de la vapeur du cylindre avant le retour du piston afin de diminuer la contre-pression sur ce dernier, et en même temps de diminuer l'énergie de la vapeur sur le piston au moment où il va arriver au point mort, position où la bielle et la manivelle a peu d'efficacité pour le mouvement de l'arbre.

Compression. — L'orifice B d'évacuation se formant, le piston continuant à descendre, la vapeur qui se trouve emprisonnée à ce moment dans le bas du cylindre va être comprimée et la période de compression va se produire.

La période de compression est due à l'augmentation de l'angle d'avance et aux recouvrements, elle varie dans le même sens que ces deux éléments. Il est facile de constater que la compression dure pendant tout le temps que le tiroir met à parcourir un chemin égal à l'excès de la hauteur de la barrette sur la hauteur de l'orifice.

Bien que la vapeur comprimée soit en partie saturée par les particules d'eau qu'elle contient, sa pression n'en augmente pas moins, parce que le cylindre est réchauffé par sa chemise à une température supérieure à celle de la vapeur, et qu'il lui fournit, conjointement avec le travail dû à la compression, une température supérieure à celle où commençait la compression. D'autre part, le cylindre renferme presque toujours de l'air provenant de fuites diverses facilitées par la faible pression qui règne dans la partie du cylindre en communication avec le condenseur. Cet air est comprimé en même temps que la vapeur, et oppose par son mélange avec la vapeur une résistance croissante au mouvement du piston jusqu'au moment où l'introduction va avoir lieu. La compression augmente le travail de la contre-pression ; mais comme nous l'avons déjà fait remarquer, au moment de la compression, le piston était sur le point d'arriver à son point mort, la contre-pression déterminée par la compression de la vapeur

prépare à l'avance, et sans choc, le changement de portage des articulations ; de plus, le mélange de vapeur et d'air comprimé à fin de course remplit les conduits du cylindre et devient agent moteur avec la nouvelle vapeur d'introduction, c'est donc avec les avantages relatifs au changement de sens des mouvements une cause d'économie.

En général, avec les dimensions actuelles des tiroirs, la compression à une des extrémités d'un cylindre, commence à peu près en même temps que se produit l'avance à l'évacuation à l'autre extrémité. Ces phases de la régulation se produisent simultanément, lorsque la distance entre les bords intérieurs des orifices est égale à la distance entre les bords intérieurs des barrettes.

AVANCE A L'INTRODUCTION

La rotation ayant toujours lieu dans le même sens, la manivelle du tiroir arrive à la position OT_4, et celle de la manivelle du piston est OM_4. Pour cette position des manivelles, le tiroir sera dans la position 4, arête pour arête à l'introduction B bas et le piston aura encore à parcourir 0,01 de sa course avant d'atteindre son point mort. Et en dernier lieu quand la manivelle du tiroir viendra occuper la position oT5, diamétralement opposée à OT, la grande manivelle OM sera à son point mort Bas, et le tiroir occupera la position 5 ; c'est-à-dire que les orifices seront ouverts de quantités égales aux avances.

Ce que nous venons d'expliquer pour la course descendante se reproduira exactement pour la course ascendante.

DIVERSES MANIÈRES D'ÉVALUER LES AVANCES

Les avances, soit pour l'introduction, soit pour l'évacuation, s'évaluent de trois manières :

1° Par le nombre de millimètres dont les orifices sont découverts lorsque le piston est à l'un de ses points morts, à bout de course.

2° Par le nombre de degrés que la grande manivelle a encore à parcourir pour arriver à l'un de ses points morts, lorsque le tiroir est arrêté soit à l'introduction, soit à l'évacuation selon le cas.

3° Par la fraction décimale de la course que le piston a encore à parcourir pour arriver à son point mort, lorsque le tiroir est arête pour arête à l'introduction.

RÉSUMÉ DES FONCTIONS DU TIROIR

Pour une évolution complète des deux manivelles, et pour chacune des extrémités du cylindre ; le tiroir détermine quatre opérations fondamentales :

1° L'ouverture de l'introduction qui a lieu lorsque le piston a encore environ 0,01 de sa course à parcourir ; ce qui constitue l'avance à l'introduction.

2° La fermeture de l'introduction qui a lieu en moyenne lorsque le piston a franchi les 0,50, 0,60 et 0,70 de sa course, à la suite de laquelle la vapeur agit par détente.

3° L'ouverture à l'évacuation qui a lieu lorsque le piston a encore environ le 0,1 de sa course à parcourir pour atteindre son point mort ; ce qui constitue l'avance à l'évacuation.

4° La fermeture de l'évacuation qui a lieu en moyenne lorsque le piston a encore 0,1 de sa course à parcourir, ce qui constitue la période de compression ou de refoulement.

VALEUR MOYENNE DES ÉLÉMENTS DE LA DISTRIBUTION

1° Grandeur des orifices. — La section maximum de chaque orifice à l'évacuation pour une introduction entre les 0,65 et 0,70 et pour les pressions de $2^{kg},5$ à 5 kilogrammes est en moyenne de 4 à 5 centimètres carrés par force de cheval nominal ; cette section peut être diminuée avec les chaudières à 17 kilogrammes où la vitesse du piston ne croît pas comme celle de la vapeur. Il faut éviter les étranglements, le laminage de la vapeur par des sections insuffisantes, ce cas s'est présenté pour une distribution par soupapes où la section des orifices était trop petite.

La largeur de ces orifices est généralement prise à peu près égale au rayon du cylindre ; de sorte que si l'on se donne cette largeur, il sera facile d'en déduire la hauteur.

2° Course du tiroir. — Comme les orifices à l'évacuation ne doivent être découverts entièrement, il faut nécessairement que la course du tiroir soit au moins égale au double de la hauteur d'un orifice et dans le cas de recouvrements positifs à l'évacuation, cette course doit au moins égaler la hauteur d'un orifice plus la somme des deux recouvrements.

La section maximum de chaque orifice à l'introduction ayant environ 3 centimètres carrés par force de cheval nominal. Dans certaines machines, on diminue la hauteur de l'orifice du côté de l'évacuation, tout en conservant la même course au tiroir, la barrette du côté de l'évacuation est diminuée de la même quan-

tité afin de conserver les mêmes recouvrements. Dans ce cas la course du tiroir vaut deux fois et demi et même trois fois la hauteur d'un orifice, et l'orifice d'évacuation reste ouvert en grand pendant une partie notable de la course du piston.

3° Recouvrements à l'introduction et à l'évacuation. — Le recouvrement à l'introduction vaut en moyenne le tiers et quelquefois la moitié de la hauteur de l'orifice. Cet élément dépend d'ailleurs de la période fixe d'introduction que l'on s'est proposée d'obtenir. Les recouvrements à l'évacuation sont généralement très faibles, parfois nuls, et quelquefois négatifs.

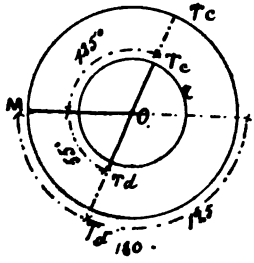


Fig. 507 *bis*.

4° Avance à l'introduction et à l'évacuation. — Ainsi que nous l'avons déjà dit, la valeur moyenne de l'avance à l'introduction correspond au 0,01 de la course du piston et celle de l'évacuation au 0,1 de cette même course.

5° Angle de calage. — La valeur de l'angle de calage est subordonnée à la durée de la période à l'introduction. Pour une introduction moyenne de 0,70 de la course, il est en général $OMT_c = 125°$, en avant du mouvement par les tiroirs en coquille et de $MOT_d = 55°$ pour les tiroirs en D et en arrière du mouvement, sur le prolongement de la manivelle du tiroir en coquille — $180° - 125° = 55°$.

MANIVELLE FICTIVE

Dans la description des machines, nous avons déjà défini la *manivelle fictive* d'une façon succinte ; nous allons reprendre ce qui a trait à l'utilité de cette droite et la manière de la déterminer.

Lorsque les tiroirs ne sont pas conduits par des organes placés directement sur l'arbre moteur ; mais placés sur un arbre intermédiaire qui reçoit un mouvement par l'intermédiaire d'engrenages ce qui lui donne un mouvement de rotation de sens contraire à celui de l'arbre moteur, ou si cet arbre intermédiaire transmet le mouvement aux tiroirs par un mouvement à sonnette ; pour bien faire ressortir toutes les relations qui existent entre la manivelle motrice et celle du tiroir on fait usage d'une droite auxiliaire dite *manivelle fictive* qui devra occuper dans toutes les phases du mouvement de la manivelle motrice et de celle du tiroir, les mêmes

positions que la manivelle motrice par rapport à celle du tiroir si cette dernière était calée directement sur l'arbre moteur ou si le tiroir était conduit directement.

Moyen à employer pour déterminer la manivelle fictive. — Pour cela, quelque soit le genre de machine, on trace deux circonférences concentriques qui représentent sur l'arbre, l'une RM, la circonférence décrite par le bouton de la manivelle motrice et l'autre *rt*, celle qui est décrite par l'excentrique ou la manivelle qui conduit le tiroir, puis on tire sur chacune de ces circonférences la droite qui représente la direction des points morts du piston et du tiroir et on annote ces droites par les lettres PH-PB-TH-TB suivant le cas, puis on prolonge la ligne des points morts des tiroirs jusqu'à la rencontre de la circonférence décrite par la grande manivelle et on annote de nouveau cette droite, et sur sa droite de $\widehat{P'B'}$ sur le prolongement de la droite TB et P'H' sur le prolongement de TH; la ligne $\widehat{P'B'}$, $\widehat{P'H'}$ sera la ligne des points morts de la manivelle fictive. Cela fait, l'angle de la manivelle réelle et de la manivelle fictive qui se déterminera toujours facilement ainsi que nous allons le faire voir.

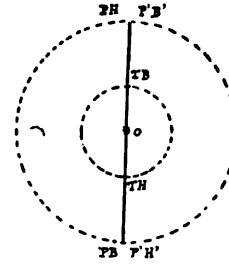


Fig. 508.

Considérons le cas d'une machine oscillante, par exemple la ligne $\widehat{PH}$, $\widehat{PB}$ sera la direction des points morts du piston PH correspondant au point mort haut et PB au point mort bas. Dans le système de machine en question, le tiroir est conduit par un arbre coudé, oscillant comme un balancier, de sorte que les positions $\widehat{TB}$, $\widehat{TH}$ du centre de l'excentrique correspondant respectivement aux points morts bas et haut du tiroir. Nous remarquons sur cette figure, que les lignes des points morts de même nom du piston et du tiroir font entre elles des angles de 180°. Par suite, la position de la manivelle fictive correspondant au point mort *bas* sera en $\widehat{P'B'}$ se onformant avec $\widehat{PH}$ et celle correspondant au point mort haut sera en $\widehat{P'H'}$ se confondant avec PB. Donc, pour une position quelconque de la grande manivelle, la manivelle *fictive* lui sera toujours diamétralement opposée. Nous le répéterons encore, la manivelle fictive est la droite qui devra indiquer à chaque instant de la rotation la position qu'occuperait la manivelle motrice par rap-

port au rayon d'excentrique ou au rayon de la manivelle du tiroir si ce dernier organe était conduit directement.

Il ne saurait exister pour chaque cas qu'une droite qui puisse satisfaire à cette condition et cette droite que l'on pourra prendre pour manivelle fictive est évidemment celle, telle que aM_1 menée parallèlement à la manivelle motrice AM et par le centre de l'arbre a sur lequel est monté l'excentrique conduisant le tiroir, cette droite aM_1 devant occuper, au moment où le piston est à son point mort haut par exemple, la position du rayon de l'excentrique qui corres-

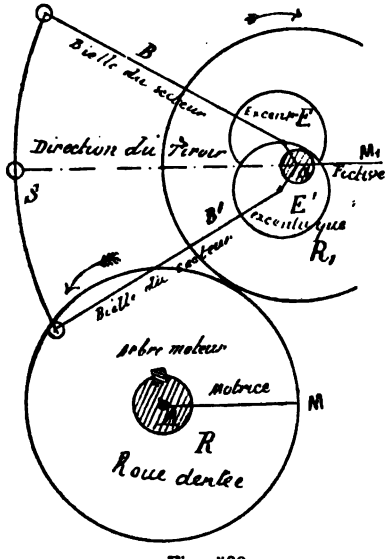


Fig. 509.

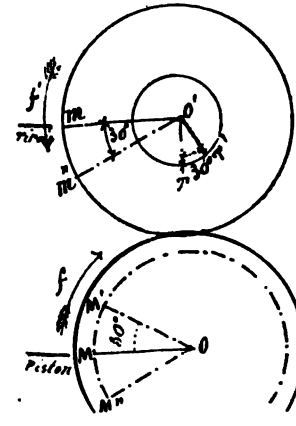


Fig. 510.

pond elle-même au même point mort du tiroir. Cette droite aM_1 est donc parallèle, à chaque point mort à la manivelle motrice. En toute autre position, elle fait avec la direction horizontale un angle égal à celui de la manivelle motrice avec cette même direction; ces deux angles ont du reste leurs côtés dirigés dans le même sens, avec cette seule différence que lorsque l'un est situé au-dessus de l'horizontale, l'autre l'est en dessous et réciproquement. Pour les machines oscillantes et à balancier cette particularité cesse d'exister.

Reprenons le cas d'une machine Mazeline où le tiroir est conduit par une manivelle de rayon O'T calée sur un arbre intermédiaire O' recevant son mouvement à l'aide des engrenages R et R'; R étant calé sur l'arbre moteur O et R' monté sur l'arbre O' et entraînant cet arbre dans un mouvement de sens contraire à celui de l'arbre moteur. Supposons un tiroir à coquille; les flèches f et f' indiquent

le sens de rotation des deux arbres, et prenons le piston à un point mort bas; dans cette position il faut que le tiroir soit à demi-course prêt à ouvrir l'orifice correspondant. Les positions des manivelles seront donc OM et O'T; admettons que la manivelle motrice ait tourné d'un angle de 30° par exemple et soit venue occuper la position OM', il est certain que la manivelle du tiroir aura tourné du même angle et occupera la position O'T'. Mais si le tiroir avait été conduit directement; c'est-à-dire que si la manivelle motrice OM avait été calée sur l'arbre des tiroirs en *o'm*, il est évident que les rayons auraient tourné dans le même sens de la flèche *f'* et d'un même arc, et la grande manivelle au lieu de se placer en OM' serait venue se placer en *o'm''*. Cette droite *o'm''* est précisément la position de la manivelle fictive par rapport au rayon d'excentricité O'T'. La détermination de la manivelle fictive pour le cas que nous avons présenté ne présente aucune difficulté, il est facile de voir que cette droite n'est autre chose que la droite symétrique à la position de la grande manivelle réelle par rapport à la droite des points morts.

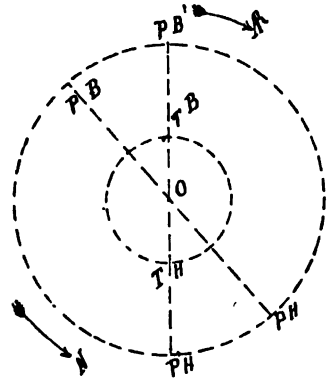


Fig. 511.

Considérons le cas d'une machine à balancier, les positions de la grande manivelle correspondantes aux points morts haut et bas du piston sont respectivement PH et PB. A cause de la transmission par mouvement à sonnette au tiroir, cet organe est à ses points morts haut et bas lorsque le centre de l'excentrique occupe respectivement les positions TH et TB. Si le tiroir était conduit directement, le tiroir et le piston auraient la même ligne de points morts, et par suite les positions P'B' et P'H' correspondent respectivement aux points morts bas et haut de la manivelle fictive; cette dernière fait donc constamment avec la manivelle réelle l'angle $\widehat{PBO\ P'B'}$, lequel est égal à l'angle que forment entre eux les rayons de la grande manivelle et de la manivelle du tiroir correspondant aux points morts de même nom. Pour la machine à balancier, la grande manivelle réelle est en avance de cet angle sur la manivelle *fictive* lors de la marche AV et elle est en retard de ce même angle pour la marche AR. En conséquence, lorsque l'on voudra trouver l'angle que fait la manivelle réelle avec la manivelle fictive, il suffira de

déterminer la ligne des points morts du piston et du tiroir, d'annoter les positions des points morts de même nom de ces deux organes et l'angle formé par ces deux droites sera celui cherché. On verra facilement d'ailleurs dans tous les cas, quelle est celle de ces manivelles qui se trouve en retard sur l'autre dans le sens de la rotation que l'on étudiera.

ANGLE DE CALAGE

L'angle de calage, comme nous l'avons déjà dit dans la description des machines, est l'angle formé par la manivelle motrice et celle qui conduit le tiroir ou le rayon de l'excentrique, quand le tiroir est conduit directement ou avec le rayon de la manivelle fictive, lorsque le tiroir n'est pas conduit directement; dans les anciennes machines où il n'y avait ni avance ni recouvrement, cet angle valait 90°; il vaut en moyenne 125° pour les tiroirs en coquille et en avant de la manivelle motrice et 55° en arrière du mouvement pour les tiroirs en D sur le prolongement de la manivelle du tiroir en coquille dans les nouveaux appareils correspondant à une introduction de 0,70.

Point d'attache de la tige du tiroir. — Le point d'attache de la tige d'un tiroir est sa liaison par une articulation au pied d'une bielle ordinaire où à une bielle d'excentrique; la tige étant fixée sur le tiroir ou sur la traverse qui l'entraîne de telle façon à ce que l'on puisse toujours ramener le tiroir à sa position primitive en cas d'usure dans les organes d'entraînement.

Tableau des différents angles de calage employés dans les machines marines.

TIROIR EN COQUILLE	TIROIR EN DÉ	INTRODUCTION MOYENNE en fonction de la course du piston.
Degrés.	Degrés.	
110	70	0,900
120	60	0,785
125	55	0,700
130	50	0,625
140	40	0,450

L'angle de calage est dépendant, comme nous venons de le voir par le tableau précédent, de la durée de l'introduction à donner. Si la période d'introduction fixe augmente, l'angle de calage

diminue et devient inférieur à 125° avec un tiroir en coquille et supérieur à 55° pour un tiroir en D*é;* la valeur de l'angle de calage varie donc en sens inverse de la durée de l'introduction fixe. Avec un tiroir en coquille une augmentation de l'angle de calage produit une ouverture et une fermeture anticipées des orifices; c'est-à-dire que les avances tant à l'introduction qu'à l'évacuation sont augmentées, enfin la période de compression commence plus tôt, elle dure donc plus longtemps; la période d'introduction est diminuée et par suite la détente est augmentée; ces faits se produisent dans chacune des courses du piston.

Supposons le piston au bas de sa course (fig. 512, vue 1), l'orifice B est ouvert de *ab* égale à l'avance à l'introduction, l'avance à

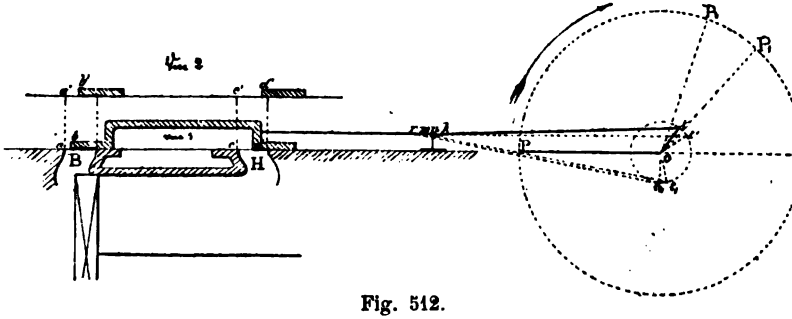


Fig. 512.

l'évacuation haut étant *cd*. Les manivelles sont en *o*P et *ot* la bielle du tiroir est en *nt*, et l'angle de calage est P*ot*. Si, sans toucher au piston, nous déplaçons la manivelle du tiroir sur l'arbre des manivelles et l'amenons en *ot'*, le tiroir est entraîné sur la droite d'une quantité *nk* et les avances deviennent *a'b'* et *c'd'* (vue 2); elles sont donc augmentées.

Quel que soit l'angle de calage, lorsque le tiroir aura marché sur la gauche de sa position (1) d'une quantité $mn = ab$, l'introduction B cessera; soit ot_1 la position occupée par la manivelle du tiroir. Avec l'angle de calage primitif, l'angle décrit par cette manivelle pendant la période d'introduction B*as* est tot_1; la manivelle du piston a décrit un angle PoP_1 (puisque les deux manivelles sont calées sur le même arbre). Avec le nouvel angle de calage P*ot'*, la manivelle du tiroir n'a décrit qu'un angle $t'ot_1 < tot_1$ pendant l'introduction B*as*. La grande manivelle à décrit un angle égal a $PoP_2 < PoP_1$; la période d'introduction a donc diminué, et la détente a au contraire augmenté. Enfin la période de compression commence lorsque la manivelle du tiroir est en t_2 tel que $nr = dc$ (vue 2). Avec le nouvel angle de calage, la manivelle du piston est plus en arrière que

Tiroir en D

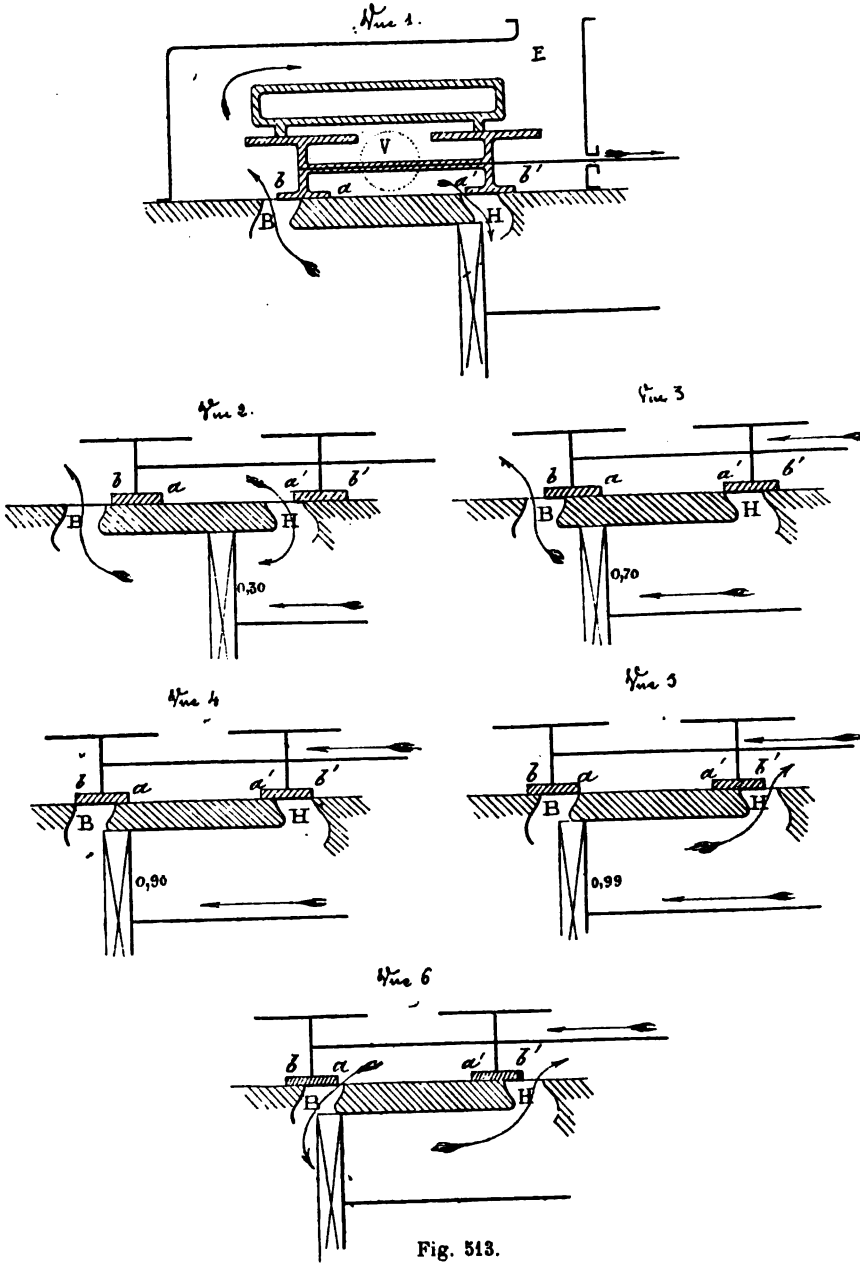


Fig. 513.

précédemment, elle est plus éloignée de son point mort haut, la compression commence donc plus tôt et elle dure plus longtemps; les mêmes effets se produisent pendant la course descendante du piston. On obtiendrait des résultats contraires si l'on diminuait l'angle de calage. Enfin, avec un tiroir en D*é*, les effets obtenus par une modification de l'angle de calage seraient inverses de ceux que l'on obtient par l'emploi d'un tiroir en coquille.

ANALYSE DE LA DISTRIBUTION DE LA VAPEUR AVEC UN TIROIR EN D'

La vapeur arrive dans la boîte à tiroir par le tuyau V entre les arêtes intérieures *a* et *a'* des deux barrettes *a'b'*; et *ab* elle s'évacue par l'orifice commun E, par les bords extérieurs *b* et *b'* des mêmes barrettes *ba* et *a'b'*. Supposons le piston à son point mort haut, sa manivelle en oP_1, le tiroir dans cette position occupe sur la glace du cylindre la position n° 1_1 sa manivelle étant en ot_1; l'orifice haut est ouvert d'une quantité égale à l'avance à l'introduction, l'orifice bas est ouvert d'une quantité égale à l'avance à l'évacuation.

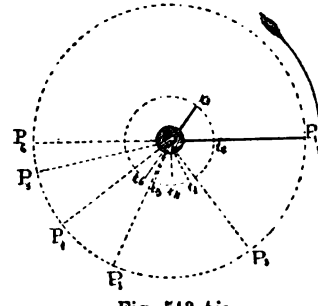


Fig. 513 *bis*.

Dans ces positions, la vapeur s'introduisant par l'orifice H pousse le piston sur la gauche, l'orifice B du bas vapeur étant ouvert à l'évacuation, la vapeur renfermée dans le bas du cylindre, s'évacue soit à l'air libre, soit au condenseur; la grande manivelle et celle du tiroir faisant entre elle un angle de 55° occupent les positions oP_1 et ot_1 au point de départ. Le piston et le tiroir marchent en sens contraire. Dans la position ot_2, le tiroir est arrivé au bout de sa course, et les orifices du cylindre sont ouverts en grand tant à l'introduction qu'à l'évacuation et le piston est arrivé environ au 0,30 de sa course descendante.

La vapeur continue à s'introduire dans le cylindre par le même orifice H et à s'évacuer par l'orifice B; la grande manivelle est en oP_2 et celle du tiroir en ot_2; à partir de ces positions, les orifices H et B se referment et en la position 3, l'orifice H d'introduction du haut est fermé à l'introduction; la détente commence de ce côté du piston et la vapeur s'évacue toujours au condenseur du côté bas vapeur. Le piston se trouve aux 0,70 environ de sa course bas descendante; les manivelles sont en oP_3 et ot_3. Le mouvement continuant, l'arête d'évacuation du bas du tiroir rencontre l'arête d'évacuation de l'orifice bas B du cylindre; il

en est de même pour l'orifice H du haut. A ce moment le tiroir occupe la position 4, la compression commence sur le piston dans le bas du cylindre et l'évacuation commence par l'orifice H du haut du cylindre; le tiroir est à mi-course et le piston aux 0,90 environ de sa course descendante; le piston et le tiroir marchent toujours dans le même sens, les manivelles sont en oP_4 et en ot_4.

Le tiroir arrive, arête pour arête, à l'introduction B du bas; dans la position 5 l'évacuation se produit dans le haut H et le piston n'est encore qu'environ aux 0,99 de sa course descendante. A partir de ce moment, l'avance à l'introduction va se produire au bas B. Les deux manivelles sont en oP_5 et ot_5. Le piston arrive enfin au point mort au bout de sa course descendante. Le tiroir occupe la position ot_6; les orifices sont alors ouverts de quantités égales aux avances; les deux manivelles sont en oP_6 et ot_6 dans le prolongement de leurs positions de départ, et le piston va recommencer sa course montante donnant lieu à des remarques identiques.

1° Remarque concernant les machines horizontales à trois cylindres égaux du système Woolff. — La plupart des machines horizontales à trois cylindres égaux sont munies de la mise en train Mazeline pour leur transmission de mouvement aux tiroirs et pour leur renversement de marche. Afin de pouvoir égaliser le travail sur les pistons de chaque cylindre, on est conduit à rendre la période fixe de l'introduction à l'admetteur plus grande que la période également fixe des deux cylindres détendeurs.

Il résulte de cette différence d'introduction que l'angle d'avance propre au cylindre admetteur doit être plus petit que ce même angle propre aux cylindres détendeurs; en d'autres termes que l'angle de renversement de marche nécessaire pour produire la même régulation pour la marche dans les deux sens devrait être plus petit pour le cylindre admetteur que pour les cylindres détendeurs. Or, avec le système de mise en train Mazeline, on est obligé de prendre le même angle de renversement de marche pour les tiroirs des trois cylindres; et comme les deux détendeurs ont la même régulation, il est naturel que cet angle de renversement de marche leur soit approprié. La marche avant étant la marche habituelle, la régulation des trois machines est bien établie dans ce sens, et l'angle de calage du tiroir du cylindre admetteur est plus petit que celui des tiroirs des cylindres détendeurs si les tiroirs sont en coquille; c'est évidemment le contraire qui a lieu pour la marche AR, et dans ce cas, pour cette marche, l'augmentation de l'angle de calage augmente les avances et diminue la période d'introduction du cylindre admetteur. La diminution de l'introduction ne présente pas un inconvénient sérieux; mais les avances exagérées atteignent parfois pour l'introduction les 0,05 de la course du piston. Le piston du cylindre

admetteur ne franchit donc ses points morts qu'entraîné par les pistons des cylindres détendeurs, ce qui diminue le travail effectif. D'un autre côté, selon la position où s'arrête la manivelle du piston du cylindre admetteur, il existe plus ou moins de difficulté à faire partir la machine en R, on se sert alors des soupapes additionnelles introduisant directement de la vapeur dans les détendeurs. On se rend parfaitement compte de ce fait à l'aide de la figure 515. En effet, supposons que les tiroirs sont en coquille et que l'angle de calage soit de 125° pour les détendeurs. Si nous voulons que l'angle de renversement de marche soit approprié aux deux cylindres détendeurs afin d'obtenir la même régulation de leurs tiroirs pour la marche dans les deux sens ; l'amplitude de la rainure circulaire, ou l'angle de *toc* devra être de 360° — 125° × 2 = 110°. Soit 115° la valeur de l'angle de calage du cylindre admetteur et OM la position de sa manivelle et OT celle du tiroir pour la marche AV, faisons arriver le bouton d'entraînement à l'autre extrémité de la gorge, il parcourra un arc de 110° et la manivelle viendra en OT' et l'angle du calage sera MOT' valant 135° pour la marche arrière.

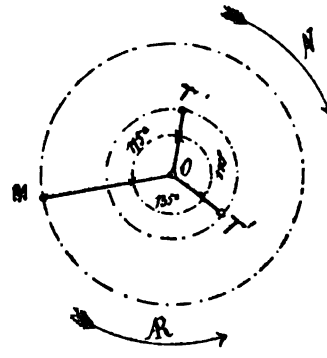


Fig. 514.

2° Représentation graphique de la distribution du tiroir à coquille. — Prenons un tiroir en coquille avec recouvrements et prenons le piston au point mort bas, le tiroir occupant sur la glace la position de la vue 1 (fig. 515) sur laquelle *ab* représente l'avance à l'introduction bas vapeur et *cd* l'avance à l'évacuation haut vapeur (observation HV et BV).

La vapeur arrive de la chaudière par le tuyau A*v*, passe par l'orifice B et agit sur le piston qui est à un point mort bas ; la vapeur de la face opposée de ce piston ou de HV s'évacue par l'orifice H et se rend au condenseur par l'orifice commun E aux deux orifices B et H. La manivelle du piston est au point mort bas en OP_1 ; celle du tiroir en Ot_1, en avance sur celle du piston d'un angle de 125° ; le piston et le tiroir marchent dans le même sens, le mouvement se continuant, les orifices s'ouvrent de plus en plus, le tiroir arrive au bout de sa course en Ot_2 ; à cette position, correspond le maximum d'ouverture des orifices B et H d'introduction et d'évacuation. Celui de l'introduction B n'est ouvert environ que des trois quarts de sa hauteur à cause du recouvre-

ment de la barrette *b* sur l'orifice afin de produire de la détente, tandis que celui de l'évacuation H est ouvert en grand et souvent le bord de la barrette d'évacuation du tiroir se trouve en dehors de celle de l'orifice; c'est-à-dire que ce dernier reste ouvert en grand pendant un certain temps; les manivelles sont donc arrivées en OP_2 et en ot_2. Le mouvement continuant, à partir de ce moment, le tiroir revenant sur ses pas referme les orifices, et à la position ot_3 de sa manivelle, l'orifice bas de l'introduction est fermé et la détente commence. L'évacuation du haut vapeur H continue toujours puisque l'orifice n'est pas encore fermé; la détente continue du côté du bas du cylindre. Les deux manivelles sont en oP_3 et ot_3 et le piston se trouve aux environs de 0,70 de sa course montante. Le tiroir continue son mouvement de descente, l'arête d'évacuation du haut vapeur H vient se confondre avec l'arête correspondante du cylindre. La vapeur ne peut donc plus s'évacuer au condenseur ou à l'air libre. Le piston continuant sa course montante, la vapeur se trouve donc emprisonnée entre le piston et le couvercle du cylindre : c'est le commencement de la compression haut vapeur. Du côté du bas vapeur, les arêtes d'évacuation du tiroir et celles de l'orifice du cylindre se confondent, et l'avance à l'évacuation du bas vapeur BV, va commencer. Le piston est alors aux environs des 0,90 de sa course montante et les manivelles sont en oP_4 et ot_4. Avec des recouvrements nuls à l'évacuation, ou plutôt toutes les fois que la distance extérieure des barrettes du tiroir sera égale à la distance extérieure des bords des orifices d'introduction, la période de compression de la vapeur sur une des faces du piston et l'avance à l'évacuation sur l'autre face commencent en même temps. L'arête d'introduction du haut H arrive bientôt (vue 5) en regard de l'arête de même nom de l'orifice haut vapeur du cylindre; l'avance à l'introduction va se produire sur le haut, la vapeur du bas B évacue au condenseur; le piston se trouve alors arrivé aux 0,99 de sa course montante et les manivelles sont en oP_5 et ot_5. Le piston terminant sa course montante arrive à son point mort haut vapeur HP (vue 6). L'orifice d'introduction du haut vapeur (HV est ouvert d'une quantité égale à l'avance à l'introduction et la vapeur évacue du côté du bas vapeur. Les manivelles sont en oP_6 et ot_6; l'arbre a décrit une demi-circonférence. Pendant l'autre course du piston, les mêmes faits se reproduisent. Les avances sont quelquefois mesurées par la quantité dont les barrettes démasquent les orifices du cylindre, lorsque le piston est à l'un de ses points morts; dans ce cas, leur valeur est alors exprimée en millimètres; c'est le moyen le plus commode et le plus précis employé dans la rectification de la position du tiroir dans les machines de l'industie.

Tiroir a Coquille

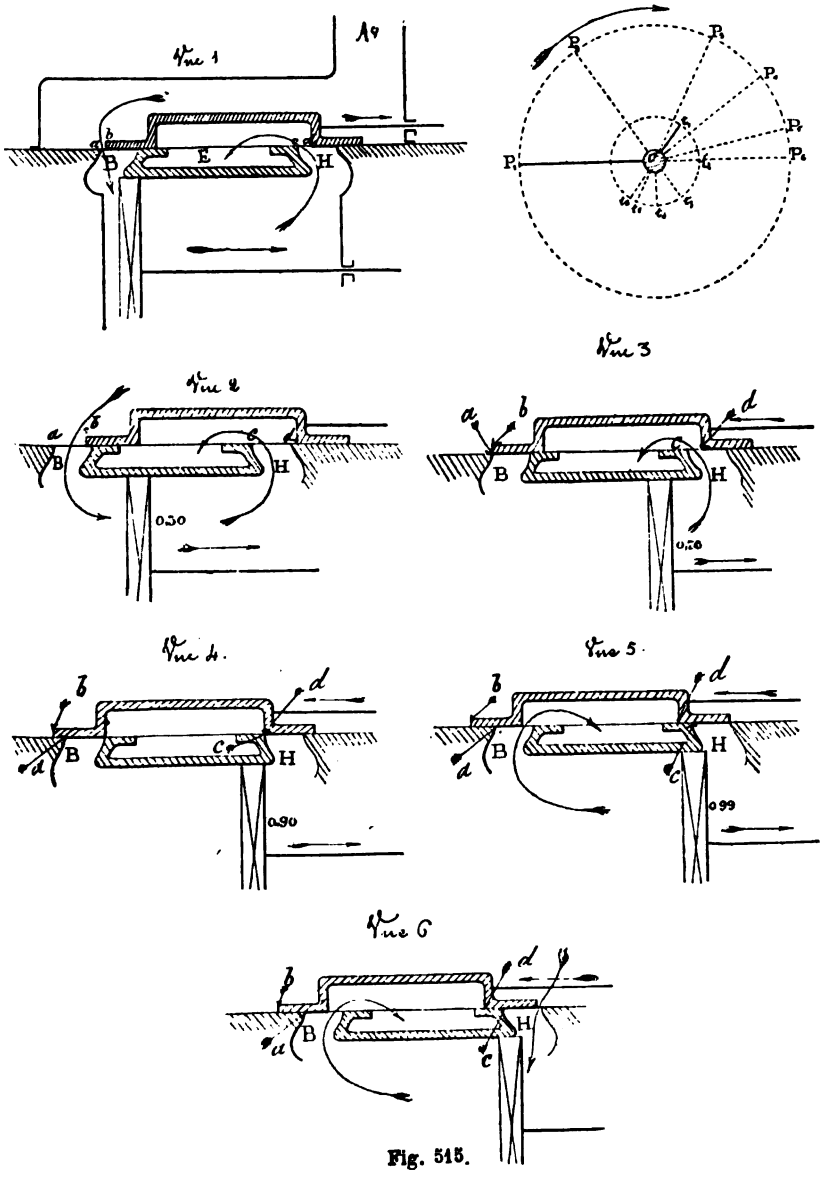


Fig. 515.

PRINCIPE DE RENVERSEMENT DE MARCHE (fig. 516).

Ces principes que nous avons déjà exposés dans le cours des descriptions, à l'occasion des différents systèmes de mise en train, nous les reproduirons dans le cours de régulateurs où leur place est également indiquée.

Si la marche en avant dans les machines marines est celle pour laquelle il faut apporter toute son attention pour une bonne utilisation de la vapeur, et un bon fonctionnement des appareils, il faut également tenir compte de la marche ℞ et disposer les organes de distribution en vue d'obtenir cette marche accidentelle sans que la machine puisse donner lieu à la moindre hésitation pour passer d'une marche à l'autre.

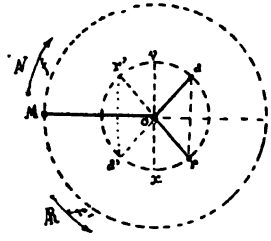


Fig. 516.

Prenons le cas d'un tiroir en coquille, et soit OM la position de la manivelle motrice, le piston étant au point mort bas B; la manivelle du tiroir sera en *oa* par exemple pour la position de *o*M au point mort B; l'angle M*oa* formé par les deux manivelles est ce que l'on appelle l'angle de calage, le mouvement pour la marche *N*, ayant lieu dans le sens de la flèche *f*. Si l'on veut marcher en ℞ dans le sens de la flèche *f'*; la manivelle MO conservant la même position; le rayon de l'excentrique ou celui de la manivelle qui conduira le tiroir devra faire avec OM un angle égal M*or*, le rayon *or* occupant en dessous du diamètre horizontal la même position que *oa* en dessus et tous deux en avance sur OM d'une quantité égale à l'angle de calage symétrique pour les deux marches; les deux angles M*oa* et M*or* sont égaux. Dans le cas d'un tiroir en D*é*, les rayons *oa'* et *or'* doivent être également placés symétriques et occuper les positions *oa'* et *or'*, situés sur les prolongements des rayons *oa* et *or* et former avec la manivelle MO les angles égaux M*oa'* et M*or'*.

Il suffira donc pour passer de la marche avant à la marche arrière avec un tiroir en coquille, de porter le rayon *oa* en *or*, et pour un tiroir en D*é* de *ao'* en *or'*; ou bien d'avoir deux excentriques dont l'un ayant pour rayon *oa* et l'autre *or* correspondant à la marche *N* et à la marche ℞.

Angle de Toc (fig. 516). — On appelle angle de T*oc* l'angle *aor* ou *a'or'* formé par les directions des rayons des manivelles ou des excentriques produisant le changement de marche. Dans cette dispo-

sition il est facile de remarquer que l'angle de toc *aor* est double du complément de l'angle d'avance *voa* ou *xoa'*. Ce dernier angle variant en sens inverse de la période d'introduction fixe, il en résulte que l'angle du toc varie dans le même sens que ladite période.

Moyen de satisfaire au principe de renversement de marche. — On satisfait au principe de renversement de marche de deux manières et chaque manière se divise en deux variétés :

1° Une seule manivelle ou excentrique à calage variable . .	1° avec déclenche. 2° sans déclenche.
2° Deux excentriques à calage fixe.	1° avec déclenche. 2° sans déclenche.

1° Renversement de marche obtenu à l'aide d'un seul excentrique à calage variable avec déclenche. — Dans ce système l'excentrique est mobile sur l'arbre et il porte sur l'une de ses faces et en saillie une partie métallique *ab* appelée *Toc*; sur l'arbre moteur sont fixés deux segments en fer B et B' qui dans le mouvement de rotation de la machine qui est provoqué par la manœuvre à bras de l'organe de distribution, viennent rencontrer le toc *ab;* les pièces B et B' sont appelées butoirs. Les butoirs et le toc sont placés de telle façon que lorsque la face du butoir B vient rencontrer la face correspondante du toc *ab*, l'angle MOT formé par la manivelle fictive OM et le rayon OT de l'excentrique, est égal à l'angle de calage; le rayon OT est la position de la marche A'; comme l'excentrique est mobile sur l'arbre, pour obtenir le renversement de marche, il suffira de la faire tourner et d'amener la face opposée du toc *ab* en contact avec la face du butoir B le rayon de l'excentrique occupera la position OT' correspondant à la marche R ; le toc occupera la position pointillée *a'b'*, et les deux positions OT et OT' formeront l'angle de toc TOT' et avec la manivelle motrice OM ou fictive, les angles de calage MOT et MOT' selon les sens de la marche.

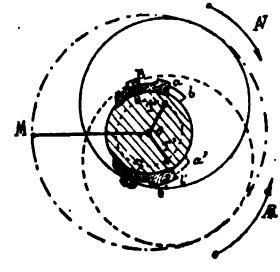


Fig. 517.

Comme nous l'avons dit, le premier mouvement de la machine étant déterminé par la manœuvre à bras du tiroir et dans le sens voulu, en observant la position de la manivelle la plus favorable au mouvement, comme dans les machines compound par la manœuvre du robinet de départ, l'arbre se déplaçant le butoir vient

rencontrer le toc et le mouvement continue dans le sens demandé. Pour stopper, il suffira de déclencher la queue de l'excentrique et de placer le tiroir à mi-course à la main.

2° Renversement de marche obtenu à l'aide d'un seul excentrique à calage variable sans déclanche. — Ce système de renversement de marche est celui qui est généralement sur les machines horizontales et même verticales des cuirassés et des croiseurs; c'est le système Mazeline. L'excentrique ou la manivelle qui doit conduire le tiroir est monté fixe sur un arbre parallèle à l'arbre moteur, cet arbre peut être placé directement au-dessus de l'arbre moteur ou sur le côté, disposition d'Indret.

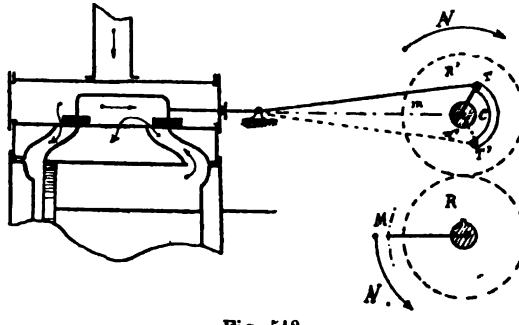


Fig. 518.

Cet arbre auxiliaire sur lequel est monté l'excentrique ou la manivelle conduisant le tiroir, reçoit son mouvement de l'arbre moteur à l'aide des deux roues dentées R et R', R étant calée sur l'arbre moteur et R' montée folle à l'extrémité de l'arbre auxiliaire. Cette dernière entraîne l'arbre auxiliaire des tiroirs à l'aide d'un bras fixé sur ce dernier et portant un tourillon qui se meut dans une rainure circulaire TT' pratiqué dans la roue R'. Les tiges des pistons et celle du tiroir sont parallèles.

Supposons le cas de la marche avant, le piston étant à un point mort bas, sa manivelle en OM, et la manivelle fictive en CM; la position de la manivelle ou de l'excentrique qui doit conduire le tiroir à son rayon en CT formant avec la manivelle fictive *cm* un angle *m*CT égal à l'angle de calage; le tiroir occupant la position indiquée par la figure 518; pour la marche arrière, le rayon de l'excentrique est en CT'; l'angle TCT' formé par ces deux directions est l'angle de toc; dans cette disposition le tourillon porté par le bras de l'arbre du tiroir et qui s'engage dans la rainure TT' fait l'office du toc du sytème précédent et le fond de la coulisse ou rainure TT celui du butoir et l'angle TCT' est l'angle de

toc, la longueur de la rainure est donc égale à l'angle de toc plus le diamètre du tourillon. Le tiroir sera entraîné dans le sens convenable pour la marche demandée. A l'aide du mécanisme que nous avons décrit dans le cours de description et que l'on appelle train épicycloïdal : la machine restant fixe, on peut amener le rayon CT en CT' et opérer le renversement de marche. Pour stopper la machine, il faut fermer le registre et mettre la mise en train à mi-course ; en agissant sur le volant de commande maintenu fixe la machine se stoppe naturellement.

3° Renversement de marche avec deux excentriques fixes à déclenche. — Ce système était celui employé par l'usine du Creusot ; mais il n'est plus en usage, il était même assez compliqué par rapport aux autres et exigeait certaines précautions qui ne diminuaient pas ses inconvénients.

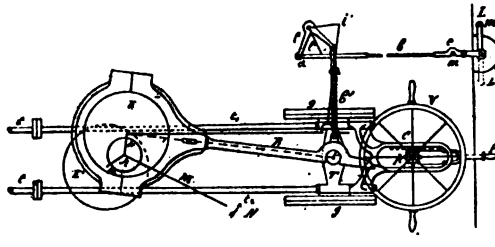


Fig. 519.

Il se composait de deux excentriques E et E' calés sur l'arbre moteur et dont la direction des rayons formait avec la manivelle motrice les angles de calage et entre eux l'angle de toc. La queue de chaque excentrique portait une encoche qui venait tomber sur un bouton *t* appartenant à une traverse T sur laquelle étaient fixées les tiges du tiroir ; les queues d'excentriques pouvaient s'engager ou se dégager des boutons *tt'* placés de chaque côté de la traverse T par la manœuvre du mouvement à sonnette *l* et *l'* des bielles *b* et *b'* et du levier à poignée L ; on déplaçait à bras le tiroir en manœuvrant le volant V, dont l'axe portait un pignon *p* engrenant avec la crémaillère *c* faisant partie de la traverse T. Quand le déplacement du tiroir avait été fait dans le sens voulu de la marche, on enclenchait l'excentrique de cette marche, on déclenchait le volant V° et on introduisait la vapeur.

Pour stopper, il fallait fermer le registre, enclencher le volant, déclencher les queues des excentriques. Quand le volant était enclenché et que la machine faisait encore un mouvement avant de se stopper, le volant prenait une grande vitesse et pouvait

blesser les hommes. Cette mise en train exigeait beaucoup de monde et devant être au courant de la manœuvre si on voulait éviter les accidents.

Renversement de marche avec deux excentriques à calage fixe sans déclenche. — Ce système comporte également deux excentriques dont les rayons *oa* et *or* forment avec la manivelle OM les angles de calage M*oa* et M*or* selon le sens de la marche et l'angle de toc *aor*. Les pieds des bielles de ces excentriques sont reliés aux extrémités *c* et *d* d'un secteur *cd*, ou arc fendu dit de Stéphenson; dans la rainure de cet arc fendu est ajusté un coulisseau sur lequel est articulée la tige du tiroir, le secteur en se déplaçant pour opérer le changement de marche oscille autour des centres *a* et *r* des excentriques; en amenant l'une ou l'autre des extrémités du secteur ou des pieds des bielles, en relation avec le coulisseau de la tige du tiroir, on déplace ce dernier dans le sens de la marche voulu. Ainsi, considérons le piston au point mort bas, par exemple, sa manivelle étant en OM dans la direction de la tige du tiroir, et les rayons *oa* et *or* des excentriques symétriquement placés par rapport à cette ligne.

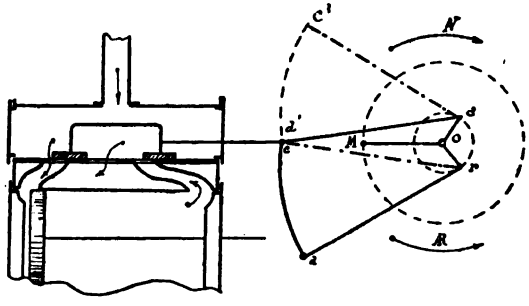


Fig. 520.

Le secteur étant dans la position *cd* pour la marche N doit être relevé pour la marche R il viendra en *d'c'*; pour ne pas gêner la circulation dans la machine, le secteur est toujours abaissé pour la marche N. Dans ce passage de la marche N à la marche R, le tiroir se déplace un peu sur la gauche, mais il revient dans la même position qu'il occupait pour la marche N.

Prenons maintenant le piston dans une position quelconque, vers le milieu de sa course par exemple, la manivelle motrice étant en OM, les deux rayons d'excentriques occupant les positions *oa* et *or* pour chacune des marches. Le secteur étant tou-

jours en bas sur notre figure pour la marche *AV* devra être relevé pour la marche *AR*, l'extrémité *c* décrit dans ce mouvement un arc de cercle autour du point *a* et vient en *c'* tandis que l'extrémité *d* décrit un arc autour du point *r* et vient en *d'* sur la direction de la tige du tiroir. Le tiroir se déplace de droite à gauche de la quantité *c'd'*, l'orifice du bas vapeur se ferme à l'introduction et s'ouvre à l'évacuation, tandis que l'orifice du haut se ferme à l'évacuation et s'ouvre à l'introduction. Le piston va par suite renverser sa marche et la rotation aura lieu dans le sens de la marche *AR*. Les différentes phases du secteur ayant été décrites et l'épure en ayant été construite dans le cours de description, nous ne nous occuperons que plus tard des différents change-

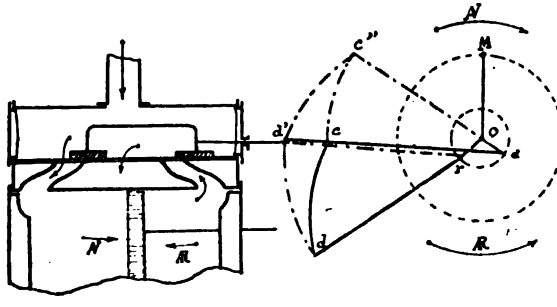


Fig. 521.

ments qu'éprouve le mouvement du tiroir lorsque le coulisseau occupe des positions plus ou moins éloigées des extrémités de la coulisse.

Pour stopper avec le secteur, il faut fermer la valve, ouvrir les purges des cylindres, ou placer le secteur à mi-course.

RÉGULATION D'UN TIROIR

On appelle régulation d'un tiroir ou d'une détente variable, la manière dont ces organes effectuent leurs fonctions par rapport au mouvement du piston.

Courbes de régulation. — Pour étudier les diverses relations qui existent entre les mouvements simultanés du distributeur de vapeur et du piston, on fait usage des différents procédés graphiques que l'on appelle courbes de régulation, ou épures de régulation.

Le genre de courbe le plus généralement employé pour étudier les relations entre le tiroir, l'organe de détente et le piston, est la courbe sinusoïdale imaginée par MM. Moll et Montetti, ingénieurs de la marine.

Relevé des éléments nécessaires au tracé de cette courbe. — Pour donner toute la précision désirable à cette courbe, il faut prendre certaines mesures concernant les organes qui peuvent influencer son degré d'exactitude.

Il faut reprendre le jeu qui peut exister aux pieds et à la tête de la grande bielle, à ceux de la bielle du tiroir, ou collier d'excentrique, et à celui des coussinets de l'arbre moteur et de l'arbre des tiroirs, si ceux-ci ne sont pas conduits directement; car le jeu pourrait apporter une erreur dans les positions des chemins parcourus par le piston et par le tiroir ou par l'organe de détente. Puis cette rectification effectuée, placer le piston à l'un de ses points morts, position que l'on obtient en faisant manœuvrer la grande manivelle en avant et en arrière d'une même quantité angulaire, avoisinant le point mort, en ramenant la manivelle au milieu de cet arc, l'axe de la bielle et de la tige du piston seront sur la même droite et le piston est au point mort. On peut encore déterminer les points morts du piston et du tiroir par le procédé suivant.

Pour cela, sur le bout de l'arbre moteur qui est généralement la partie la plus accessible, on enroule une bande de papier et entre les parties du coussinet on place un index I; la position de cet index est tout naturellement indiquée par la disposition de la machine et ne joue aucun rôle; l'extrémité de cet index affleure la bande de papier.

(Fig. 522.) Sur la glissière du patin de la tige du piston on fixe une règle *xy*, ou sur le bord même de cette glissière on peut tracer les mêmes divisions de repères que l'on va tracer sur cette règle; mais comme la position des points morts peut changer par suite de l'usure des coussinets, il est préférable d'employer la règle que l'on peut toujours déplacer selon les circonstances. La règle *xy* est donc placée, comme l'indique la figure 522, parallèlement à la tige du piston, une autre est placée sur la glissière de la tige du tiroir; ces règles sont affleurées par les extrémités des index R et R' fixés sur la partie extérieure de ces tiges ne rentrant pas dans le presse-étoupe, ou sur la traverse A des deux tiges si la machine est à bielle en retour. Ces mesures prises, il s'agit maintenant de déterminer les points morts du piston et ceux du tiroir.

Pour cela, comme nous l'avons déjà indiqué, placer la manivelle OP dans le voisinage de son point mort, en avant ou en arrière, noter le point de départ. Soit par exemple OP la position de la manivelle et PA celle de la bielle; marquons sur la bande de papier et sur la règle *xy* les points *b* et *c* qui correspondent

aux points des index I et R du piston et du tiroir. Virons la machine dans le sens de la flèche; la manivelle OP et le point *b* vont tourner d'angles égaux et l'index R de la tige ou l'index *k* indiquant les divisions de la bande de papier collée sur le bout de l'arbre moteur s'avancera d'abord vers la gauche jusqu'à ce que la manivelle OP soit rendue au point mort bas; cet index reviendra sur ses pas une fois ce point dépassé, et il arrivera nécessairement que l'index R se trouvera de nouveau en regard du point *c* sur la glissière du T des tiges ou sur la règle *xy* rapportée sur cette glissière; cette circonstance aura lieu quand la manivelle OP sera venue en OP' dans une position symétrique à la première par rapport à la ligne des points morts et à ce moment le point *b*

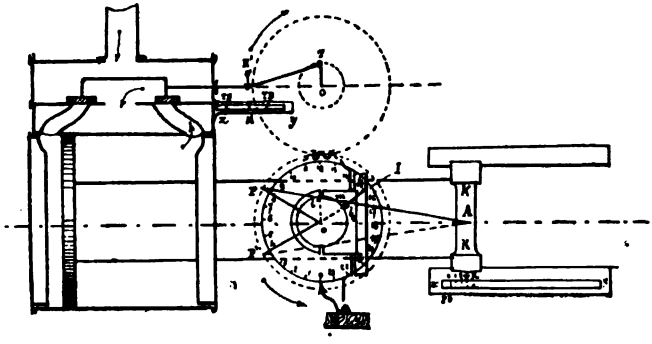


Fig. 522.

sera en *b'*; l'angle *bob'* est évidemment égal à l'angle POP' décrit par la manivelle. Mais lorsque la manivelle *o*P avait décrit la moitié de l'angle POP' elle était exactement à son point mort. En prenant le milieu *m* de l'arc *bb'*, et en virant en sens inverse de façon à ramener le point milieu *m* sous la pointe de l'index I, la manivelle se trouvera exactement à son point mort s'il n'existe pas de jeu dans les articulations. Pour tenir compte du jeu et de l'effet qu'il produit, il faudra virer d'une quantité supérieure à celle nécessaire pour amener l'index R de la glissière sous le point *c*; puis diviser dans le sens opposé de la flèche pour obtenir la coïncidence du point *c* avec l'index R. De cette façon les positions *o*P et *o*P' de la grande manivelle seront parfaitement déterminées; et il suffira donc, comme nous l'avons déjà dit, de virer dans l'un ou l'autre sens et d'amener le point *m* sous l'index I. L'autre point du piston, ainsi que ceux des tiroirs, se déterminent de la même façon, et il faut avoir soin de conserver ces repères sur la règle et sur la bande de papier enroulée sur l'arbre moteur.

Il faut remarquer que dans les machines à glissière et munies d'un patin, on peut tracer les repères et chemins parcourus sur le bord de la glissière et prendre l'arête de l'extrémité du patin pour index. De cette façon on supprime le placement de la règle et de l'index.

Division du contour de l'arbre en parties égales. — Sur un autre collet ou un tourteau de l'arbre de couche on enroule une nouvelle bande de papier, dont le développement est un peu plus grand que la partie choisie, on marque le point où les extré-

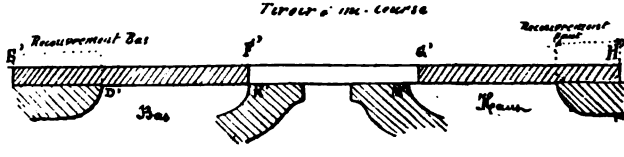


Fig. 522 *bis*.

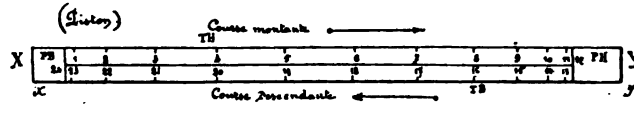


Fig. 523.

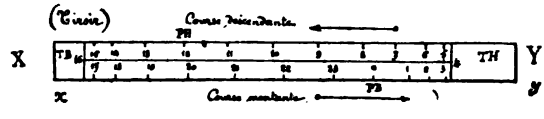


Fig. 524.

mités du papier se recouvrent, et on divise le développement ainsi obtenu en un certain nombre de parties égales multiples de 360° afin que chaque division corresponde à un nombre exact de degrés ; soit 24 le nombre de ces parties, soit 15° pour chacune ; les points de division portent les numéros 0, 1, 2, 3, 4, 18, 20, 24 et en sens inverse de la rotation tel qu'il est indiqué sur la figure. Une aiguille K est fixée de manière à correspondre au point 0 de la bande de papier correspondant à l'un des deux points morts que l'on aura choisi.

Placement des règles. — Les règles *xy* sont placées parallèlement aux tiges du piston et du tiroir lesquelles portent chacune un index R et R dont les extrémités affleurent les règles.

Relevé des points nécessaires au tracé de la courbe. — Les dispositions que nous venons d'indiquer étant prises et la machine étant placée à l'un de ses points morts, par exemple (cette condition n'étant pas indispensable cependant), on marque sur chaque règle et sur la bande du papier, les positions occupées par les extrémités des index et on affecte ces points des annotations $\widehat{PB}$ ou $\widehat{PH}$ selon que le piston se trouve à son point mort bas ou haut; cela fait, on fait virer dans le sens de la marche à étudier, en ayant soin de s'arrêter chaque fois que les divisions de la bande de papier passent sous l'extrémité de l'aiguille K : on marque alors sur les règles des tiges du piston et sur celle du tiroir et de la détente, les mêmes chiffres que ceux qui correspondent aux stations numérotées sur la bande de papier de l'arbre au fur et à mesure que l'on passe par les points morts des tiroirs et des détentes, on indique ces points sur les règles, ou sur les glissières et sur la bande de papier de l'arbre on les désigne par les annotations $\widehat{PB}$, $\widehat{PH}$, $\widehat{TH}$, $\widehat{TB}$, $\widehat{DH}$, $\widehat{DB}$ suivant le cas.

Remarque. — Dans le cas où l'on aurait dépassé une division sans annoter, il faudrait revenir sur ses pas d'une quantité suffisante pour rétablir les partages et virer ensuite dans le sens convenable en s'arrêtant à la station voulue.

Mesurer les recouvrements. — Après avoir effectué un tour complet de la machine, on prend sur la règle du tiroir le milieu M de la distance entre les deux points morts $\widehat{TH}$ et $\widehat{TB}$, c'est-à-dire le milieu de la course de cet organe ; on prendra la même mesure pour la détente. Cela fait on manœuvre le tiroir à bras et l'on amène l'index R' du tiroir en regard du point milieu M; le tiroir est alors à sa demi-course. Ces positions arrêtées, on enlève le couvercle de la boîte à tiroir, et l'on trace sur la glace du cylindre avec une pointe en laiton, la position occupée par l'une des arêtes du tiroir, on projette également la hauteur des orifices du cylindre sur sa glace : on prend la distance des lignes des orifices à celles correspondantes du tiroir ; cette distance pour chaque orifice indique la hauteur du recouvrement des barrettes du tiroir sur chaque orifice du cylindre. Pour un tiroir en coquille on prendra le recouvrement extérieur à l'admission, et pour un tiroir en D, cette distance extérieure sera le recouvrement à l'évacuation. Ces opérations terminées, on pourra enlever les règles du piston et du tiroir; ces règles porteront des divisions à peu près conformes à celles indiquées par les figures 522, 524. 525 et 526.

Mesurer les orifices et les barrettes. — On enlèvera le tiroir de sa boîte, et à l'aide d'une équerre E (fig. 525, 526, 527) tangentant le bord de la barrette *ab*, on dirigera une règle R perpendiculaire aux arêtes du tiroir, et on marquera sur cette règle les positions *ef* et *gh* de ces arêtes; (fig. 525) on dirigera également une deuxième règle S perpendiculaire aux arêtes des orifices (fig. 526) et sur laquelle on marquera les points *k*, *l*, *m*, *n*, de ces arêtes

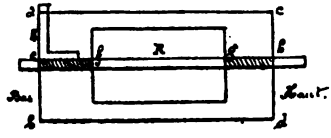


Fig. 525.

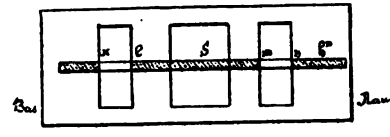


Fig. 526.

à le point *h''* correspondant au trait tracé sur la glace, et sur la règle, et indiquant la position de l'arête *cd* correspondant à la position de mi-course du tiroir. Il est certain qu'en superposant les règles R et S, et en les plaçant comme il est indiqué par la

Fig. 527.

figure 527 de manière que l'arête *h'* se trouve en regard du trait *h''*, on pourra mesurer les autres recouvrements.

Du reste, comme nous l'avons déjà dit, avec les projections des arêtes des orifices et celles du tiroir à mi-course, on peut obtenir ces indications sans le concours de règles. Quand on vérifie la position du tiroir, on se sert généralement de ces repères qui ont été établis après les essais, lorsque la régulation a été jugée satisfaisante et arrêtée. Les recouvrements obtenus sont :

m' g', recouvrement négatif à l'évacuation haut ;

n' h', recouvrement à l'introduction haut ;

k' e', recouvrement à l'introduction bas.

Le recouvrement est nul à l'évacuation bas, les deux arêtes *f'* et *l* se confondant.

On possède actuellement tous les éléments nécessaires au tracé de la courbe de régulation.

Première remarque. — Si l'on possède un dessin exact de la glace du cylindre et du tiroir, il est complètement inutile de démontrer ce dernier organe; car, la connaissance d'un seul recouvrement permet de déterminer facilement tous les autres.

Deuxième remarque. — Afin de ne pas avoir besoin de se servir directement des règles pour le tracé de l'épure, on se sert généralement du tableau ci-contre contenant les numéros des stations, les chemins parcourus par le piston et le tiroir et les recouvrements relevés.

Tableau des observations.

NUMÉROS DES PISTONS	MACHINE AVANT marches.		MACHINE ARRIÈRE marches	
	du piston.	du tiroir.	du piston.	du tiroir.
0	PB	118	437,5	13
1	13	131,5	375	26,5
2	72,5	140,5	160	44
3	154,5	145	157,5	64
TH machine A	256	146,5	76	82
— 4	258	146	74,5	83
— 5	373	143	11,5	102,5
Machine R TB 6	489	134	PB	119
— 7	595,5	84	155	147
— 8	688,5	102,5	72,5	148
— 6	759	84	155	147
Machine R TH 10	811,5	65	253	148 TH
— 11	841,5	46,5	375	144,5
— 12	851 PH	30,5	484	136
— 13	841,5	17	590	122,5
— 14	812	6,25	683	106
— 15	760	1,5	755	87
Machine A TB	690	TB	805	68
— 16	689	0,5	806	67
— 17	595,5	3	839	49
Machine R PH 18	489	13	849,5 PH	32
— 19	373	28	839	13
— 20	257	45,5	803	5
— 21	154,5	65	755	1,5
Machine R TB 22	72,5	25	683	TB
— 23	18	103	591	4
— 24	PB	118	437	13

OBSERVATIONS, RECOUVREMENTS			
A L'ADMISSION		A L'ÉVACUATION	
Machine A/	Machine A̸	Machine A/	Machine A̸
Bas 36 mm.	Bas 36 mm.	Bas 0	Bas + 8,5
Haut 33 —	Haut 34 —	Haut + 3	Haut 10,5

TRACÉ DE L'ÉPURE SINUSOÏDALE

Prenons à une certaine échelle une droite xy représentant le développement de la bande de papier enroulée autour de l'arbre

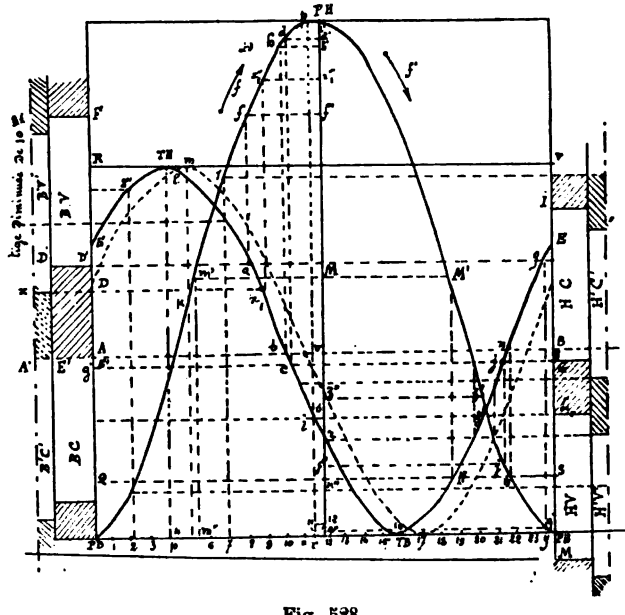


Fig. 528.

de couche et sur cette droite xy menée horizontalement, rapportons à partir de o toutes les divisions égales tracées sur la bande de

papier, en somme, cette droite n'est que le développement de la bande. Supposons le point de départ de la machine au point mort bas, et qu'il s'agisse d'un tiroir en coquille; aux points $\widehat{BP}$ 1, 2, 3. — 18, — 24, élevons sur xy les ordonnées égales aux chemins parcourus par le piston et le tiroir; indiquons également les points morts du piston et du tiroir. On obtient toutes ces hauteurs en plaçant la règle du piston et celle du tiroir à côté de l'épure, et en projetant les numéros des règles sur les ordonnées élevées sur xy aux points correspondants; ce moyen est indiqué par les projections des points 2 et 7 par exemple, des chemins parcourus par le piston et le tir ir aux points correspondants 2 et 7 de la base xy.

La course du piston et celle du tiroir se portent généralement à des échelles différentes, celle du tiroir peut être portée en vraie grandeur et celle du piston à une échelle convenable par rapport aux dimensions du papier. Le piston partant du point mort bas pour avoir les points de la courbe, il suffira donc d'élever en chaque point de division de xy une ordonnée, et par le même point de la règle, tracer une horizontale jusqu'à la rencontre de cette ordonnée qui est un point de la courbe du piston; en continuant, le piston arrive en $\widehat{PH}$ point mort haut; en agissant de même pour le tiroir on obtient ainsi les courbes simultanées du piston et du tiroir par rapport aux arcs égaux décrits par la manivelle du piston.

Le piston monte donc de $\widehat{PB}$ en $\widehat{PH}$ selon la direction de la flèche f et redescend de $\widehat{PH}$ en $\widehat{PB}$ selon la direction de la flèche f'. Au point de départ du piston le tiroir avait déjà parcouru la distance xE indiquée sur sa règle; il continue à monter, il arrive à un point mort haut $\widehat{TH}$, puis redescend de $\widehat{TH}$ au point mort bas $\widehat{TB}$. En un point quelconque de la circonférence ou de la bande développée du papier, les deux courbes donnent les positions simultanées du piston et du tiroir par rapport à leur course totale. Ainsi, en un point c par exemple de la rotation quand la manivelle du piston a parcouru depuis son point mort bas, l'espace angulaire représenté par $\widehat{PBc}$, le piston a franchi la partie cK de sa course montante, et le tiroir après avoir atteint son point mort haut $\widehat{TH}$ est redescendu de la quantité ml de sa course descendante. L'arc parcouru à ce même moment par la manivelle du tiroir depuis son passage au point mort haut est représenté par pc. La circonférence de l'arbre ayant été divisée en 24 parties égales; chacune de ces parties vaut

donc $\frac{360^\circ}{24} = 15^\circ$; étant donné l'échelle, on pourra toujours connaître la valeur en degré d'une division intermédiaire entre deux divisions quelconques.

Angle de calage. — Nous avons déjà indiqué que l'angle de calage est l'angle que forme la manivelle du tiroir avec celle du piston, si le tiroir est en coquille, cet angle est plus grand que 90° et sa manivelle est en avance sur celle du piston de la valeur de cet angle de calage; si le tiroir est en D, l'angle de calage est plus petit que 90° et la manivelle du tiroir est en retard sur celle du piston. Sur notre épure, les points morts de même nom $\widehat{TH}$-$\widehat{PH}$ du piston et du tiroir, et se produisant au point *p*, 4e division pou le tiroir et à la division 12 pour le piston, l'angle de calage est donc représenté par la distance angulaire *p*-12 par la manivelle du tiroir à partir d'un de ses points morts jusqu'au moment ou là manivelle du piston arrive au point mort de même nom 12. Cet angle correspond pour l'exemple à 8 divisions exactement; c'est-à-dire à $8 \times 15^\circ = 120^\circ$.

Placement des orifices (fig. 522 *bis*). — Pour cela, menons la ligne AB parallèle à la droite *xy* et passant par le milieu de la course du tiroir. A partir de cette droite, portons les recouvrements et dans le sens de la marche qu'effectue le tiroir représenté seulement par la hauteur de ses barrettes, il est dessiné à droite de la figure selon la position qu'il occupe, placé à mi-course sur la glace du cylindre.

Le recouvrement à l'introduction du bas est représenté par E'D', et le tiroir monte pour découvrir l'orifice, portons sur la direction $\widehat{PB}$.F la hauteur E'D' à partir de la mi-course AB vers $\widehat{TH}$, cette hauteur E'D' est le recouvrement, et par le point D' menons une parallèle à AB ou à *xy*, et nous obtiendrons l'arête D' de l'introduction $\widehat{BV}$; pour limiter cet orifice bas, portons sur l'ordonnée $\widehat{PB}$.F la hauteur D'F de cet orifice; toute la partie de la courbe du tiroir placée au-dessus de la ligne qui représente l'arête de la barrette du tiroir appartient à l'introduction Bas que l'on indique par $\widehat{BV}$.

Le recouvrement à l'évacuation du $\widehat{BV}$ est nul et le tiroir descend pour ouvrir cet orifice. Le point A sera la position de l'arête à l'évacuation du bas $\widehat{BV}$ et toute la portion de la courbe du tiroir placée au-dessous de AB appartiendra à l'évacuation du bas $\widehat{BV}$. Afin de limiter cet orifice, portons à partir du point A et

en dessous de AB dans le sens de la descente du tiroir la hauteur D'K' prise sur l'orifice, nous aurons l'orifice d'évacuation désigné par $\widehat{BC}$, c'est-à-dire l'évacuation $\widehat{BV}$ au condenseur; ici, il s'agit d'une machine à condensation. Dans la figure, les orifices d'évacuation et d'introduction de même nom sont placés du même côté au-dessous l'un de l'autre.

L'orifice du $\widehat{HV}$ et du haut condenseur HC sont placés sur la droite opposée à la première et également au-dessous l'un de l'autre. Ainsi pour l'orifice $\widehat{HV}$ nous porterons à partir du point B et au-dessous de AB, la longueur AL égale au recouvrement H'L' haut, et pour la hauteur de l'orifice une longueur LM, à partir de l'arête inférieure L. Le recouvrement à l'évacuation du haut étant négatif et égal à G'M', de plus le tiroir montant pour découvrir cet orifice nous porterons donc moins G'M' à partir de AB et en dessous par le point G' de l'arête de l'évacuation, menons une G'g' parallèle à AB, en portant à partir de G'g' la hauteur M'L de l'orifice, nous aurons l'orifice $\widehat{HC}$ ou C'I d'évacuation haut.

Analyse des fonctions du tiroir d'après la courbe de régulation. — Pour cela, partons du point mort bas du piston, et suivant la courbe du tiroir qui représente la marche de chacune de ses arêtes sur les orifices du cylindre transposés sur l'épure. Au point E de la courbe du tiroir, cet organe monte, l'orifice d'introduction du bas est ouvert de la quantité D'E qui constitue l'avance à l'introduction et l'orifice d'évacuation du haut est ouvert de la quantité g'E qui constitue l'avance à l'évacuation. Au point mort $\widehat{TH}$ le tiroir est à son point mort haut, l'orifice d'introduction bas est ouvert au maximum d'une quantité D'R plus petite que la hauteur de l'orifice; l'ouverture de l'évacuation $\widehat{HC}$ est G'v plus grande que la hauteur de l'orifice. Au point *a*, le tiroir descendant, il ferme juste l'introduction du bas ,l'orifice d'évacuation HC est encore ouvert de la quantité g'D', le point correspondant de la courbe du piston est en *f* sur l'ordonnée du point *a*; le piston monte, il est en *f'* projection de *f* sur la course.

La durée de l'introduction du bas est mesurée, comme nous venons de le dire, sur la course et est égale à la hauteur 12 *f'* et la période de détente pour la course montante par le restant $\widehat{f'PH}$. Au point *b*, le tiroir ouvre l'orifice $\widehat{BC}$ du bas condenseur, en projetant ce point de commencement d'ouverture sur la courbe du piston on obtient le point *h* qui, projeté sur la course du piston qui monte encore, on a en *h'* la position du piston au moment où commence l'évacuation, en mesurant *hh'* on aura la distance angu-

laire que la manivelle a encore à parcourir avant que le piston ne soit rendu à son point mort H ; la distance $h\widehat{PH}$ constitue l'avance à l'évacuation. Au point *c* le tiroir ferme l'évacuation du haut et la compression commence, ce point *c* se projette en *d* sur la courbe du piston et *d* en *d'* sur la course, la compression dure donc de *d'* à PH ; il y a donc aussi avance à la compression.

Au point *i*, le tiroir continuant à descendre, il commence l'introduction du haut, en projetant ce point *i* en *p* sur la courbe du piston et ce point *p* sur la course en *i'*, le piston continuant encore à monter, la distance $i'\widehat{PH}$ constitue l'avance à l'introduction ; elle est représentée en degrés pour la manivelle, par la distance $p\widehat{HP}$ ou *i''*12 sur *xy*.

Au point *r* le piston est arrivé à son point mort haut ; l'orifice d'introduction est ouvert de la quantité *rs* qui représente l'avance à l'introduction, l'orifice de l'évacuation du bas est ouvert de la quantité *rv*, ce qui constitue l'avance à l'évacuation.

Au point $\widehat{TB}$, le tiroir est rendu à son point mort B*os*, l'ouverture maximum de l'orifice d'introduction du haut est égale à $L.\widehat{PB}$ plus petite que la hauteur LM de l'orifice, tandis que l'ouverture maximum de l'évacuation du bas est la quantité $A\widehat{PB}$, plus grande que l'orifice. Ces conditions d'ouverture d'orifices sont imposées par la régulation, la course du tiroir étant plus grande que le double de la hauteur des orifices, et les orifices d'évacuation ayant peu de recouvrement ou même un recouvrement négatif, tandis que ceux d'introduction ont des recouvrements sensibles ; la différence des hauteurs d'ouverture est donc toute expliquée.

Au point *z* le tiroir remontant ferme l'orifice d'introduction du haut en projetant *z* en *z'* sur la courbe du piston qui descend en *z''* ; la distance $\widehat{PHz''}$ représentera la durée de l'introduction du haut et la distance *z''*12 celle de la détente.

Au point *j*, le tiroir continuant à monter, et le piston à descendre, il découvre l'orifice d'évacuation du haut, en projetant ce point sur la courbe du piston en *j'* et *j* en *j''* sur la course du piston, la distance *j''*-12, représentera l'avance à l'évacuation du haut, la hauteur de la perpendiculaire *jj''* représente la distance angulaire que la manivelle a encore à parcourir avant d'arriver à son point mort au moment où commence l'évacuation. Au point *n*, le tiroir montant et le piston descendant encore, le tiroir ferme l'orifice d'évacuation du bas, projetant *n* en *n'* sur la courbe du piston et en *n''* sur sa course, la hauteur *n''*12 représentera la valeur de la compression, *n's* représente la valeur angulaire de la manivelle avant d'arriver au point mort.

Au point g, le tiroir continuant à monter et le piston à descendre, il démasque l'orifice d'évacuation du bas en projetant g en g' sur la courbe du piston et en g'' sur la course ; la distance $g''12$ représente l'avance à l'introduction. Au point E le piston est arrivé à son point mort bas et les diverses observations sur les fonctions du tiroir ont été faites pour un tour complet de la machine.

Erreurs que l'on commet en prenant les éléments nécessaires au tracé d'une courbe de régulation. — Lorsqu'on relève les éléments qui servent au tracé d'une courbe de régulation, on fait virer la machine à bras, de sorte que c'est la manivelle qui entraîne la bielle et le piston, tandis que dans le cas du fonctionnement de la machine à la vapeur, c'est l'inverse qui se produit.

Il résulte donc de cette différence d'action que le partage des articulations se fait en sens contraire, ce qui modifie les positions relatives du piston par rapport aux arcs parcourus par la manivelle. Pour faire disparaître l'erreur résultant de ces faits ; il conviendrait de relever les points relatifs à la marche en question, en faisant virer en sens contraire de la rotation dont on se propose d'étudier la régulation. Quant aux points nécessaires au tracé de la courbe du tiroir, on les obtiendrait en virant dans le sens de la rotation à étudier, car cet organe reçoit son mouvement de l'arbre de couche.

Cette manière d'opérer serait plus longue que celle qui vient d'être employée pour le tracé de la courbe, puisqu'elle nécessiterait deux tours complets à la machine et de sens contraire, l'un pour relever les élements nécessaires à la courbe du piston et l'autre pour relever les éléments relatifs à celle du tiroir, aussi, ce procédé n'est-il pas employé, et l'on se contente d'employer la manière décrite, en évitant le jeu des organes et de la bielle principalement. La température joue également un rôle qui n'est pas à négliger et duquel il est difficile de se rendre compte.

D'autre part, le relevé de ces éléments ne pouvant se faire pratiquement dans d'autres conditions, il faudra donc apporter le plus grand soin dans les mesures que l'on prendra et se contenter du résultat qui approche le plus de la réalité.

Eléments qui peuvent faire varier la régulation d'un tiroir établi. — Si nous admettons que ni la course du tiroir, ni le tiroir lui-même ne soient modifiés, les seuls éléments qui peuvent faire varier la régulation d'un tiroir établi sont :

1° Une variation de l'angle de calage ;

2° Une modification dans le point d'attache ; nous allons successivement examiner sur la courbe les changements que pourrait

éprouver la régulation par le fait de la variation de ces éléments.

Changements résultant d'une variation de l'angle de calage. — Une variation de l'angle de calage seul n'apporte aucun changement dans la valeur des recouvrements, par suite les positions des orifices de l'épure (fig. 528) seront celles précédemment tracées quel que soit l'angle de calage. D'autre part, le rapport entre le rayon d'excentrique et la longueur de sa bielle ne subissent pas de modification, la forme de la courbe du tiroir restera aussi la même et il n'y aura que sa position qui sera changée par rapport à la courbe du piston. Supposons notamment que nous faisons tourner l'excentrique sur l'arbre de manière à diminuer de 15° l'angle de calage primitif, la position de la courbe du tiroir relative à ce nouveau calage se tracera sur l'épure en calquant la courbe primitive et en la faisant glisser de 15° ou d'une division sur la droite ; elle viendra occuper la position en pointillé sur la figure 59. En analysant la régulation relative à cette deuxième courbe, nous remarquons les changements suivants :

1° Diminution dans les avances tant à l'introduction qu'à l'évacuation ;

2° Diminution dans la période de détente et par suite augmentation de la période d'introduction ;

3° Diminution dans la période de compression. En d'autres termes, une diminution de l'angle de calage, ce qui pour un tiroir en coquille correspond à une diminution de l'angle d'avance, a produit un retard dans les moments d'ouverture et de fermeture des différents orifices. Ces effets sont rendus très visibles sur la courbe ; les valeurs des changements peuvent être directement mesurés sur l'épure, et il suffit pour les avoir en vraie grandeur de les rapporter à l'échelle adoptée pour le tracé de cette épure.

Changements résultants d'une modification dans le point d'attache. — Un raccourcissement ou un allongement de la tige du tiroir de même à la bielle ou queue d'excentrique qui le conduit, maintient cet organe trop haut ou trop bas pour tous les points de la rotation et en particulier pour celui qui correspond à la demi-course du tiroir. Si nous plaçons un tiroir en coquille à mi-course pour en mesurer les recouvrements, et si nous raccourcissons sa tige de 10 millimètres, par exemple, il est évident que les recouvrements à l'admission bas et à l'évacuation haut sont diminués de cette même quantité, tandis que les recouvrements à l'admission haut et à l'évacuation bas sont augmentés d'autant. Pour étudier les changements de régulation résultant d'une semblable opération, on sera donc conduit à modifier ces recouvrements dans le sens que nous venons d'indiquer ; ce qui s'obtiendra en abaissant les différentes arêtes de notre épure, d'une quantité égale au

raccourcissement de la tige. Il va de soi que les positions relatives des courbes du piston et du tiroir sont demeurées les mêmes, ces positions ne dépendant que de l'angle de calage. Si nous analyserons notre épure (fig. 59) après ce changement dans la position des arêtes et en considérant les orifices tracés en pointillé, nous constaterons les faits suivants :

1° L'avance à l'introduction du bas augmente, tandis que celle du haut diminue ;

2° La durée de la période d'introduction augmente pour la course ascendante et diminue pour la course descendante ;

3° L'avance à l'évacuation augmente pour le haut et diminue pour le bas ;

4° La période de compression commence plus tôt lors de la course descendante et plus tard lors de la course ascendante.

La lecture de l'épure nous permet de suivre et de mesurer les valeurs des modifications qu'a éprouvées la régulation par suite du fait qui nous occupe.

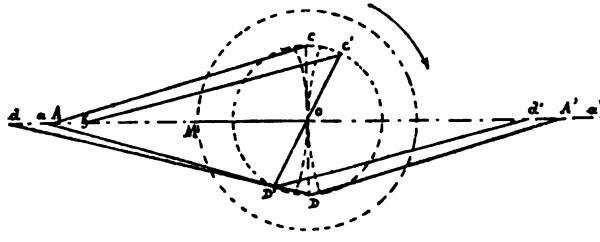


Fig. 529.

Remarque. — En analysant l'épure, on constate qu'un changement dans l'angle de calage seul produit au point de vue de la régulation des effets de même sens pour les courses ascendantes et descendantes du piston ; tandis qu'une variation du point d'attache produit au même point de vue des effets inverses pour les deux courses.

Changements qu'éprouve la régulation par le fait de la diminution ou de l'augmentation de la hauteur d'une barrette. — Si l'on coupe la barrette d'un tiroir, soit du côté de l'arête à l'admission, soit du côté de l'arête à l'évacuation, il est évident que le recouvrement relatif à l'arête considérée sera diminué d'autant, et il en résultera une augmentation d'avance et une augmentation dans la durée de l'admission ou de l'évacuation desservie par l'arête modifiée. Il suffit pour s'en convaincre de diminuer l'un des recouvrements sur l'épure et d'analyser la régulation résultant de cette modification.

Tracé d'une courbe de régulation pour un tiroir en D (fig. 529). — Dans l'hypothèse de bielles d'une longueur infinie, un tiroir en coquille et un tiroir en D devant produire la même régulation, doivent être conduits par des manivelles diamétralement opposées et par suite ces tiroirs doivent marcher en sens inverse l'un de l'autre, ils doivent avoir en outre les mêmes recouvrements sur les mêmes orifices.

En effet, soit *oc* la manivelle d'un tiroir en coquille et OD celle d'un tiroir en D, cette manivelle étant perpendiculaire à la direction des points morts. Avec les bielles finies, les mêmes effets se produiront, à la condition toutefois que, si le tiroir en coquille est conduit directement par une bielle directe, le tiroir en D soit conduit par une bielle en retour ou renversée de même longueur ou réciproquement. Mais si les tiroirs sont conduits tous deux par des bielles directes, soit par des bielles renversées, il existe des différences marquées entre les mouvements des tiroirs et les recouvrements sur les mêmes orifices. Les manivelles *oc* et *o*D formant la même droite perpendiculaire à la direction des points morts, les bielles directes étant de même longueur leurs pieds se confondent au même point A. Faisons tourner ces manivelles d'un angle égal, la manivelle *oc* venant en *oc'* et *o*D en *o*D', leurs pieds viendront respectivement en *g* et en *d*, les longueurs *gc'* et *d*D' étant égales aux bielles, le déplacement A*g* du tiroir en coquille sur la droite est visiblement moindre que le déplacement A*d* du tiroir en D sur la gauche. Donc les mouvements des tiroirs ne sont pas identiques.

Cette variation de vitesse, et par conséquent de chemins parcourus dans le même temps, résulte d'un principe établi à la liaison de la bielle et de sa manivelle (1re partie, description).

D'autre part, pour les positions *oc* et *o*D des manivelles et la rotation s'effectuant dans le sens de la flèche le tiroir en coquille a dépassé sa mi-course, tandis que le tiroir en D n'a pas atteint la sienne.

Les positions *oc'* et *o*D' ayant été supposées choisies comme correspondant aux positions arête pour arête à l'introduction, et le point *a* étant la mi-course du tiroir, les longueurs *ag* et *ad* qui mesurent les recouvrements à l'introduction sur le même orifice seront *ag* pour le tiroir en coquille et *ad* pour le tiroir en D. Il est visible que ce dernier recouvrement est beaucoup plus petit que le premier. Nous constatons donc l'exactitude de ce que nous avions annoncé au commencement de cet article ; c'est-à-dire que lorsque les distributeurs sont conduits tous les deux, soit par des bielles directes, soit par des bielles en retour, il existe des différences marquées entre les mouvements des deux tiriors et les valeurs de leurs recouvrements sur le même orifice.

Supposons maintenant que nous fassions conduire le tiroir en

coquille par une bielle directe AC et le tiroir en D par une bielle en retour AD de même longueur. Lorsque le rayon *oc* sera venu prendre la position *oc'*, le rayon OD occupera la position OD' et les pieds des bielles seront respectivement en *g'* et en *d'* ; or, les déplacements A*g* et A'*d'* seront égaux, car les transmissions des mouvements des deux tiroirs forment des figures identiques. De plus en OD', la manivelle du tiroir en D, à bielle en retour, a franchi sa mi-course précisément du même angle, dont la manivelle *oc* du tiroir en coquille à bielle directe a franchi la sienne. Pour les positions *oc* et *o*D les déplacements *ag* et *a'd'* des deux tiroirs sont égaux, et il en est de même des recouvrements qui sont représentés par ces deux déplacements. En résumé un tiroir en coquille et un tiroir en D conduits tous deux, soit par des bielles directes, soit par des bielles en retour peuvent produire la même régulation, mais ils ne peuvent avoir à la fois dans ces cas des angles de calage supplémentaires et des recouvrements égaux. Par contre, si le tiroir en coquille est conduit par une bielle directe et le tiroir en D par une bielle en retour de même longueur on obtiendra la même régulation avec des angles de calage supplémentaires et des recouvrements égaux.

Si nous supposons dans ce dernier cas la division de la règle du tiroir en coquille que nous avons obtenue pour le tracé de l'épure de la figure 528 sera exactement quant aux points de division, celle que nous aurions obtenue pour le tiroir en D en procurant la même régulation; la seule différence aurait consisté dans la permutation des noms des points morts. Avec cette restriction, l'épure du tiroir en coquille de la figure 528 convient parfaitement à un tiroir en D. Toutefois pour indiquer à première vue quel est le genre de tiroir auquel correspond une épure tracée, il est d'usage de faire reposer le point mort bas du tiroir sur la ligne d'abscisses *xy*. La courbe que l'on obtient pour le cas d'un tiroir en D prend alors l'aspect de la figure 530, laquelle ne diffère de la figure 528 que parce que l'on a retourné la règle du tiroir de manière à mettre le point $\widehat{TH}$ du tiroir en coquille sur la ligne *xy*. L'analyse de la figure 530 se fera exactement de la même manière que celle de la figure 528.

Analyse. — Partons du point mort bas du piston, et suivons la courbe du tiroir à partir de l'origine de l'épure. Au point E', le tiroir descend et l'orifice à l'introduction bas est ouvert de la quantité DE', et l'orifice d'évacuation du haut de la quantité *g'*E. La première quantité est l'avance à l'introduction et la seconde celle de l'avance à l'évacuation.

Au point $\widehat{TB}$ le tiroir est au point mort bas, $\widehat{DPB}$ mesure l'ouverture maximum à l'introduction bas et $\widehat{GPB}$, l'ouverture maximum à l'évacuation haut.

Le point *a* correspond à la fermeture de l'introduction du bas et par suite au commencement de la détente; le piston a franchi la partie de sa course 12 *f'*, projection du point *f* de sa courbe sur sa course $\widehat{12\text{-PH}}$ ascendante.

L'avance à l'évacuation par l'orifice BC a lieu au point *c* et le piston est en *h'*. Au point *c*, l'orifice d'évacuation du haut se ferme

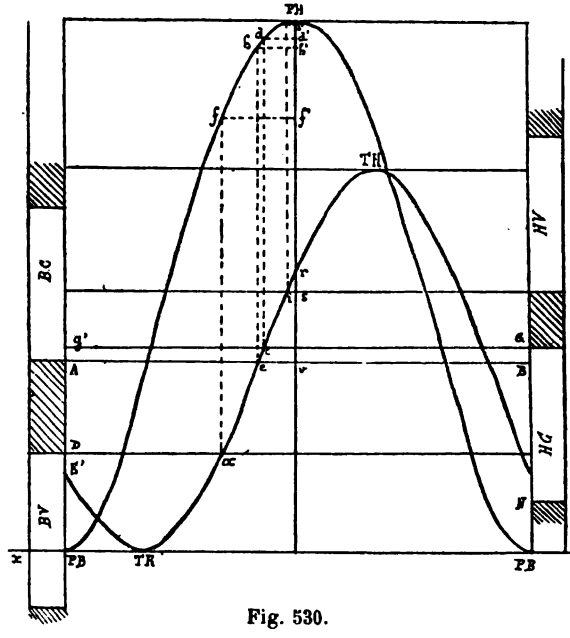


Fig. 530.

et la compression commence. Cette période de compression mesurée sur la course du piston est *d'* $\widehat{\text{PH}}$. Au point *i* l'orifice d'introduction du haut s'ouvre pour produire l'avance à l'introduction. Cette avance est mesurée sur la course du piston par la distance *i'* $\widehat{\text{PH}}$. Enfin au point du tiroir *r* le piston est arrivé à son point mort haut, l'orifice d'introduction du haut est ouvert de la quantité *rs* et l'orifice de l'évacuation du bas de la quantité *rv*. L'analyse de la régulation pour la course descendante du piston se ferait de la même manière.

PROBLÈMES DIVERS SUR L'ÉPURE DE RÉGULATION

Premier problème. — Étant donnée une courbe de régulation, placer le tiroir sur sa glace pour une position donnée du piston dans son cylindre ou pour un point quelconque de la manivelle.

Prenons la courbe de régulation (fig. 528) et proposons-nous de placer le tiroir dans la position qu'il occuperait sur sa glace au moment ou le piston est à mi-course descendante. Le point M de l'ordonnée 12 étant le milieu de cette ordonnée, menons MM' parallèle à *xy*, et nous obtiendrons le point M' de la courbe du piston qui correspond à la demi-course descendante de cet organe. Le point de rencontre N de l'ordonnée menée du point M' avec la courbe du tiroir donne la position du distributeur pour le point qui nous occupe. En traçant par le point N la ligne QS parallèle à *xy*, nous voyons sur l'épure que : 1° le tiroir monte; 2° l'orifice du $\widehat{HV}$ est ouvert de la hauteur LS et l'orifice $\widehat{BC}$ de la quantité AQ; 3° le tiroir devra monter au-dessus de sa position actuelle d'une quantité SG pour se trouver arête pour arête à l'évacuation haut et d'une quantité QD pour se trouver arête pour arête à l'introduction bas. Nous serons donc conduits à porter au-dessous des arêtes correspondantes des orifices des longueurs *lh* (fig. 531) =

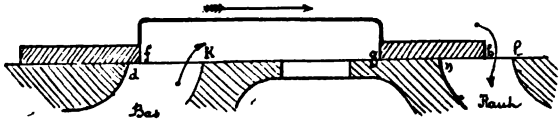


Fig. 531.

LS (fig. 528); K*f* (fig. 531) = AQ (fig. 528); *mg* (fig. 531) = SG (fig. 528) et *de* (fig. 531) = QD (fig. 528), pour obtenir les positions respectives des arêtes du tiroir.

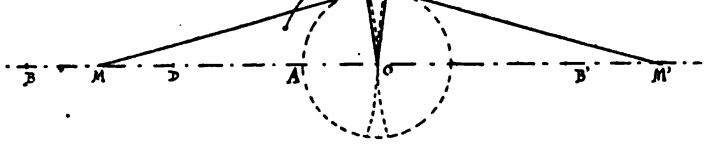


Fig. 532.

Si l'on avait à placer le tiroir sur sa glace pour un point quelconque de la rotation, on déterminerait la position du piston pour

le point donné de la rotation et le reste de l'opération s'effectuerait exactement de la façon dont nous venons de l'indiquer.

Deuxième problème. — Étant donnée une courbe sinusoïdale, reconnaître si elle appartient à une machine à bielle directe ou à une machine à bielle à retour.

Soit circonférence OA (fig. 532) décrite par le bouton de la manivelle et supposons le cylindre placé à gauche de la figure. Que la machine soit à bielle directe ou à bielle renversée, le rayon de la manivelle sera en OA lorsque le piston sera au point mort bas et le pied de la bielle sera en B ou en B' suivant que la machine sera à bielle directe ou à bielle en retour. Si la machine est à bielle directe, le rayon de la grande manivelle viendra en *oc* lorsque le piston arrivera à mi-course, tandis que pour cette position la manivelle du piston viendra en *oc'* si la machine est à bielle renversée. En d'autres termes, l'arc parcouru par la manivelle à partir du point mort bas jusqu'à la mi-course du piston, est inférieur à 90° dans le cas d'une machine à bielle directe, il est supérieur à 90° pour une machine à bielle renversée. Si nous considérons la sinusoïde du piston (fig. 528) et que nous recherchions le point *m'* de cette courbe à la mi-course montante de cet organe, nous voyons que l'arc $\widehat{PB\ m''}$ parcouru par la manivelle à partir de son point mort bas jusqu'au moment où le piston arrive à sa mi-course ne comporte que cinq divisions 1/3 environ, soit $15° \times 5\ 1/3 = 80°$; cet arc est dans tous les cas plus petit que 90°, et par conséquent la machine sur laquelle la courbe a été relevée est à bielle directe.

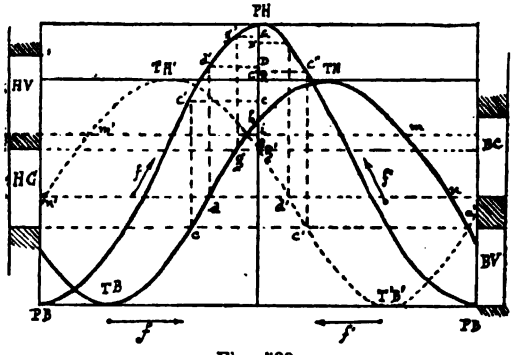


Fig. 533.

Troisième problème. — Étant donné l'angle du toc et l'épure sinusoïdale pour la marche *AV*, tracer et analyser l'épure pour la marche *AR*.

Considérons l'épure sinusoïdale (fig. 533) appartenant au cylindre admetteur d'une machine Woolf à trois cylindres, pourvue d'un tiroir en D et dans laquelle la courbe du tiroir tracée en trait plein est celle de la marche en $\mathcal{A}$. L'angle de calage pour cette marche est marqué par $\widehat{KTH}$, lequel vaut ici 60°. L'angle du toc étant supposé avoir été approprié aux cylindres détendeurs vaut par exemple 132°; et en pareil cas l'angle de calage correspondant à la marche en $\mathcal{R}$ vaudra 132°—60° = 72°. Le sens de rotation pour la marche $\mathcal{A}$ s'effectuant de gauche à droite suivant les flèches f, le sens de la rotation pour la marche $\mathcal{R}$, s'effectuera de droite à gauche selon la direction des flèches f'. Nous obtiendrons la courbe du tiroir relative à cette dernière marche, en portant une longueur $\widehat{KT'H'}$ propre à nous représenter 72° et en chavirant la courbe du tiroir relative à la marche en $\mathcal{A}$, de manière à faire coïncider le point $\widehat{TH}$ avec le point $\widehat{T'H'}$. La courbe tracée en pointillé et obtenue de la sorte est la courbe de la marche $\mathcal{R}$. Pour analyser notre nouvelle épure, nous partirons de l'origine de droite a' de la courbe du tiroir et nous observerons successivement les faits suivants en allant de droite à gauche :

1° Lorsque le piston est au point mort bas, le tiroir recouvre encore l'orifice $\widehat{BV}$ à l'admission d'une quantité égale à la distance du point a' à l'arête supérieure de l'orifice BV; il y a donc retard à l'introduction; et cet orifice ne s'ouvre qu'au point q alors que le piston a déjà dépassé notablement son point mort; pour la marche avant, il y a une avance marquée par la distance de la même arête à la fin de la courbe du tiroir en trait plein.

2° La période d'introduction ne cesse qu'au point c', projection du point c'' de la courbe du piston sur la courbe du tiroir. Pour la marche $\mathcal{A}$ l'introduction cessait seulement en G de la course.

3° L'avance à l'évacuation bas pour la marche $\mathcal{R}$ commence au point D' de la course du piston. Lors de la marche $\mathcal{A}$ cette avance se produirait plus tôt en D;

4° La période de compression pour la marche $\mathcal{R}$ commence en g' alors que le piston est presque à son point mort haut. Lors de la marche $\mathcal{A}$ cette compression commençait en G;

5° Enfin lorsque le piston arrive au point mort haut, le tiroir recouvre encore l'orifice d'admission d'une quantité $h'i$ pour la marche $\mathcal{R}$; c'est-à-dire qu'il y a du retard à l'introduction pour cette marche. Si nous analysions la régulation relative à la course descendante du piston, nous verrions qu'il se produit pour cette course des effets analogues à ceux que nous avons constatés pour la course ascendante; c'est-à-dire que tous les orifices s'ouvriront et se fermeront plus tard pour la marche $\mathcal{R}$ que par la marche en $\mathcal{A}$. C'est ce qui doit nécessairement avoir lieu puisque l'angle

d'avance relatif à la marche R est moindre que celui qui correspond à la marche en AV.

Influence de l'obliquité des bielles sur la régulation du tiroir. — Il est facile de démontrer que par le fait de l'obliquité des bielles, il est de toute impossibilité : 1° d'obtenir une même période d'introduction pour les courses ascendantes et descendantes du piston ; 2° que les recouvrements à l'admission relatifs aux deux extrémités du cylindre ne peuvent pas avoir la même valeur.

En effet, soit ON (fig. 534) le rayon de la grande manivelle et *oy* celui de la manivelle du tiroir. Considérons ce dernier organe à sa mi-course ascendante et soit M la position du pied de sa bielle à ce moment.

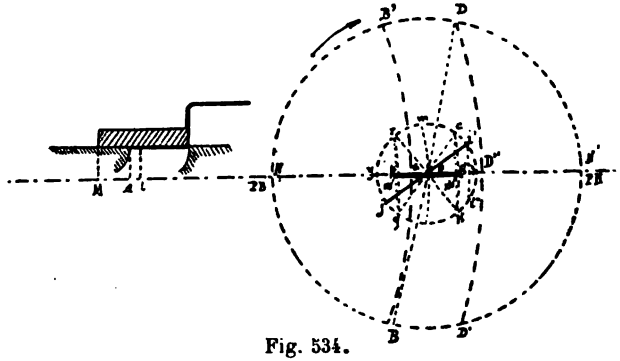


Fig. 534.

Si de ce point M comme centre avec la longueur de la bielle du tiroir comme rayon, nous décrivons un arc de cercle venant couper en *m* la circonférence *oy*, nous aurons en *om* la position de la manivelle du tiroir correspondant à la mi-course de cet organe. Pour que le tiroir vienne arête pour arête à l'introduction bas, il faut qu'il marche sur la droite d'une quantité *a*M égale au recouvrement, et si *ai* représente l'avance à l'introduction en hauteur d'orifice le point *i* sera la position du pied de la bielle du tiroir lorsque le piston sera au point mort bas; le tiroir sera ouvert de la hauteur *ai*.

Des points *a* et *i*, décrivons avec la longueur de la bielle du tiroir comme rayon les arcs CK et *i'i''*, nous aurons en *oi'* la position de la manivelle du tiroir lorsque le piston est au point mort bas. Le recouvrement à l'admission bas sera donc *og* = M*a*; l'angle de calage sera *yoi'* et l'orifice bas vapeur restera ouvert tout le temps que la manivelle du tiroir mettra à parcourir l'arc *i'o*K.

Si nous faisons l'angle N*o*D = *i'o*K et que nous décrivions l'arc DD' avec la longueur de la grande bielle pour rayon, nous aurons en *o*D la position de la grande manivelle au commencement de la

détente et le point D″ déterminera le point de la course du piston, on cessera l'introduction qui aura duré ND″ de la course ascendante. Lorsque la grande manivelle sera parvenue au point mort haut N′, la manivelle du tiroir aura évidemment décrit 180° à partir du point *i′* et elle sera en *oj* prolongement de *oi′*. Si nous voulons que l'avance à l'introduction haut soit égale à l'introduction bas (chose à peu près nécessaire, car les avances à l'introduction ne peuvent varier que dans les limites très restreintes), la position de la manivelle du tiroir sera en *oq* sur le prolongement de *oc* correspondant au point de départ de l'ouverture haut, le recouvrement sera donc mesuré par *op*, le point *p* étant la rencontre de la ligne des points morts par l'arc de cercle passant par le point *q* et décrit avec la longueur de la bielle du tiroir comme rayon, il est visible que le recouvrement *op* est plus petit que *og*; car les deux cordes *rq* et *c*K étant égales, elles sont également éloignées du centre *o*; donc $ox = ox'$; mais les flèches *px* et *x′g* sont également égales comme appartenant à des arcs égaux; donc le recouvrement *op* est plus petit que le recouvrement *og*. D'autre part l'introduction pendant la course descendante du piston aura lieu pendant que la manivelle du tiroir parcourra l'arc $jor = i'o$K, par suite le parcours angulaire de la grande manivelle pendant la durée de l'introduction, sera le même pour les courses ascendantes et descendantes du piston et la grande manivelle sera en *o*B dans une position diamétralement opposée à *o*D, à la fin de l'introduction relative à la course descendante. La portion de course parcourue par le piston à ce moment sera N′G quantité qui est visiblement moindre que ND″; car ND″ est plus grand que la projection de l'arc ND sur la ligne des points morts, tandis que N′G est plus petit que la projection de l'arc symétrique N′B sur la même ligne. Dans la construction que nous venons d'effectuer, nous avons considéré le tiroir comme étant en coquille et nous avons fait conduire le tiroir et le piston par des bielles directes, nous pouvons remarquer qu'en pareil cas : à la plus petite période d'introduction correspond le plus faible recouvrement et par conséquent la plus forte section d'ouverture de l'orifice à l'introduction. Cette dernière quantité est mesurée par *py* pour la course descendante et par *gz* pour la course ascendante.

Il est logique qu'il en soit ainsi; car de cette manière les poids de vapeur qui peuvent s'introduire dans le cylindre sont sensiblement les mêmes pour les deux pulsations du piston; pendant la plus longue introduction, il y a en quelque sorte étranglement de la vapeur par le fait de son passage à travers un orifice étroit. Si la grande bielle avait été renversée, les arcs DD′ et BB′ auraient eu leur convexité tournée en sens contraire et la plus grande introduction aurait eu lieu pendant la course descendante. Il aurait été alors rationnel de renverser également les bielles du tiroir, si

cet organe avait été en coquille et les conserver directes pour un tiroir en D. La construction de la figure 534 *bis* nous prouve que l'introduction est toujours plus grande pour la course qui commence au point mort pour lequel la bielle et la manivelle du piston sont en ligne droite et dans le prolongement l'un de l'autre. Ce point est le point mort bas pour les machines à bielle directe et est appelé *point majeur :* Il est appelé *point mineur* au point mort haut du piston pour les machines à bielle en retour et dans ce cas la durée de l'introduction sera la plus longue.

Les deux cordes *rq* et *ck* étant égales, elles sont également éloignées du centre : donc OF = OD; mais les flèches DA et FB étant également égales comme appartenant à des arcs égaux, il en résulte que Ao < Bo, pour une machine à bielle directe, et inverse pour une machine à bielle en retour.

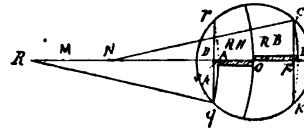


Fig. 534 *bis*.

Quatrième problème. — Corriger une régulation donnée.

Premier cas où le tiroir est conduit par un excentrique à calage fixe.

Deuxième cas où l'excentrique est à calage variable.

Les seules courses qui peuvent modifier la régulation d'un tiroir établi sont : 1° une modification dans le point d'attache; 2° une variation de l'angle de calage.

1° L'excentrique est à calage fixe. — Si l'excentrique est à calage fixe, il y a tout lieu de croire qu'il a été calé convenablement lors de l'établissement de la machine et que par suite les défectuosités de la régulation s'il en existe, ne peuvent avoir pour cause qu'un changement dans la position du point d'attache, provenant d'une erreur dans le remontage du tiroir, ou d'une usure dans les articulations de la bielle du tiroir ou dans le collier et le chariot de l'excentrique; en reprenant le jeu on diminue toujours la longueur de la bielle ou celle de la queue de l'excentrique, on appelle toujours le tiroir vers l'arbre. Nous avons vu précédemment les effets produits sur la régulation par le fait d'un allongement ou d'un raccourcissement de la tige ou de la bielle du tiroir; et nous savons que ces effets sont en sens inverse pour les courses ascendantes et les courses descendantes du piston. En conséquence, si l'on trace une épure de la régulation, et si, dans cette épure, on constate une différence assez sensible dans les avances à l'introduc-

tion haut et bas, il conviendra d'égaliser à peu près ces avances en faisant glisser le tiroir sur les orifices par les moyens des écrous ou tout autre moyen résultant de la construction et de la disposition des organes de transmission de mouvement au tiroir de manière à ce que les barrettes du tiroir donnent les avances prévues par la première régulation. Si après cette rectification, la régulation paraît encore défectueuse, cela résulterait d'une erreur dans le calage primitif de l'excentrique, ou les barrettes du tiroir mal tracées; il conviendra donc dans ce cas, d'agir comme il est indiqué pour le cas d'un excentrique à calage variable.

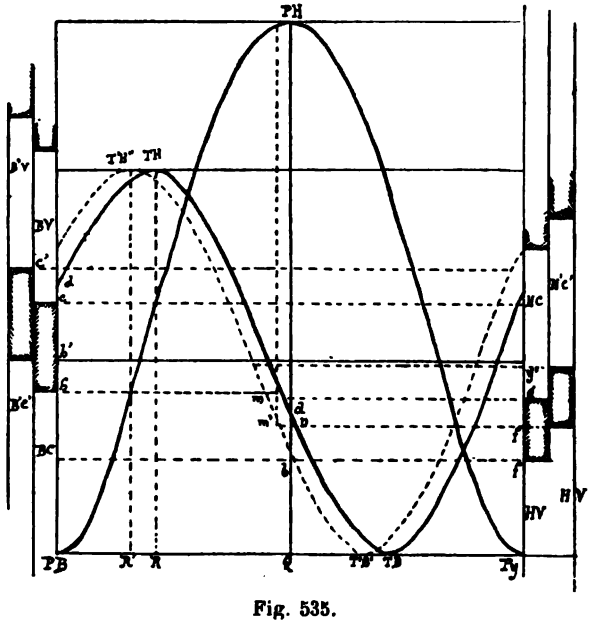


Fig. 535.

2° L'excentrique est à calage variable. — Rappelons que lorsque seul, l'angle de calage subit un changement, les modifications dans la régulation se produisent dans le même sens pour les courses ascendantes et descendantes, tandis que la variation du point d'attache seul produit les effets inverses pour ces deux courses. Considérons l'épure (fig. 535) appartenant à un tiroir en coquille dans laquelle la courbe du tiroir tracée en trait plein est celle qui est obtenue avec les éléments relevés sur la machine, dont les orifices sont indiqués par $\widehat{BV}$, $\widehat{BC}$, $\widehat{HV}$, $\widehat{HC}$. Examinons

d'abord les avances tant à l'introduction qu'à l'évacuation. L'avance à l'introduction bas est très faible et cette avance est négative par le haut; les avances à l'évacuation sont également beaucoup plus faibles qu'elles ne le sont habituellement, et en outre l'avance à l'évacuation pour l'orifice du bas est plus faible que pour l'orifice du haut. Tous les orifices ouvrent donc trop tard, ce qui est l'indice d'un angle d'avance trop petit. Ce premier point admis, examinons si la défectuosité de la régulation provient seulement de ce fait ou si une partie ne doit pas être attribuée à la mauvaise position du point d'attache. D'après ce que nous avons dit précédemment, nous savons que la variation de l'angle de calage seul, aurait fait varier les avances de quantités égales sensiblement pour le haut et pour le bas; mais il n'en est pas ainsi, il existe des différences marquées entre les valeurs de ces éléments relatifs, à chacune des extrémités de course et il y a donc lieu d'attribuer une partie de la défectuosité à la fausse position du point d'attache, lequel maintiendrait le tiroir trop haut; ces remarques faites, il y aura donc lieu de corriger le point d'attache et d'abaisser le tiroir avec les moyens à sa disposition et augmenter en même temps l'angle de calage, en commençant par la rectification du point d'attache.

Rectification de la suspension. — Pour cela, amener le tiroir de façon à égaliser les avances à l'introduction haut et bas, en faisant monter toutes les arêtes parallèlement à elles-mêmes d'une quantité égale à la demi-somme algébrique de ces avances, soit de $\frac{cd + (-ob)}{2} = \frac{ab - cd}{2}$ (l'avance négative ab étant supérieure à l'avance positive cd). Après cette modification l'arête viendra en e', l'arête f en f', g en g' et h en h'. En prolongeant les arêtes c' et f' à travers l'épure, nous constatons que nous avons des retards égaux pour l'introduction du cylindre.

Rectification du calage. — Comme il est admis que l'avance à l'introduction commence en sens inverse du mouvement du piston au 0,01 de sa course, avant son point mort; et admettons que cette quantité soit celle que nous nous proposions d'obtenir pour le haut. Prenons à cet effet $\widehat{PHK} = 0{,}01$ de la course avance à l'introduction, menons Km jusqu'à la rencontre de la courbe du piston, traçons l'ordonnée mm' jusqu'à la rencontre du prolongement de l'arête f'. Cela fait, si nous calquons la courbe du tiroir et que nous la fassions glisser jusqu'à ce qu'elle vienne passer par le point m', nous obtiendrons la position de la courbe tracée en pointillé. Si nous analysons la régulation fournie par les nouvelles positions des orifices et de la courbe du tiroir, nous voyons que cette régulation est à peu près satisfaisante; c'est-à-dire que les

avances sont convenables et sensiblement égales haut et bas; en outre les périodes d'introduction qui étaient beaucoup trop fortes ont été notablement diminuées; l'angle de calage qui était primitivement mesuré par QR le sera maintenant par QR'; c'est-à-dire qu'il aura été augmenté de RR' = nm'.

Il pourrait se faire qu'après une pareille opération, il y aurait encore à modifier légèrement la suspension, mais dans tous les cas cette modification serait faible et on verrait facilement dans quel sens il faudrait l'opérer.

Montage d'un tiroir d'après une courbe de régulation. — Nous supposerons que les barrettes du tiroir ont été coupées de longueur convenable et qu'il ne reste plus qu'à caler l'excentrique et à régler le point d'attache. Nous considérerons deux cas :

1° Les excentriques sont à calage fixe.

2° L'excentrique est à calage variable.

Premier cas. — Les excentriques sont à calage fixe; en pareille circonstance, le calage se fait habituellement à l'atelier et la seule opération à faire à bord consiste à régler le point d'attache; mais afin de donner à la question tout le développement qu'elle comporte, nous supposerons que nous avons à faire les deux opérations.

Régler le point d'attache. — On commence le montage du tiroir en réglant le point d'attache, et à cet effet, on prend sur l'épure un des éléments de la régulation, l'avance à l'introduction par exemple, soit haut ou bas, la position de cet élément dépendant uniquement du point d'attache et non de l'angle de calage; on peut encore prendre comme éléments, soit un des recouvrements, soit l'ouverture maximum d'un orifice. Nous allons examiner successivement la manière d'opérer, selon que nous prendrons l'une ou l'autre de ces quantités.

1° On prend un recouvrement. — Prenons un tiroir en coquille, possédant l'épure de la figure 528 sur laquelle nous mesurerons le recouvrement BL à l'admission haut par exemple. Portons cette quantité de c en b (fig. 536) et traçons bb' sur la glace du cylindre parallèle à l'arête cc' de l'orifice haut; montons le tiroir sur sa glace, en le munissant de sa tige et des autres organes qui servent à son mouvement.

Le tiroir monté, faisons tourner l'arbre des tiroirs, de manière à amener ce distributeur à chacune de ses extrémités de course et marquons sur la glissière les deux positions extrêmes $a'a''$ auxquelles parvient un point a pris sur le patin de la tige du tiroir. Prenons le milieu M de la distance $a'a''$ et ramenons le point a en regard du trait M, le tiroir se trouve alors à mi-course.

Si dans cette position, l'arête d'introduction *b* se trouve juste en face de la ligne *b'b''* que nous avons tracée sur la glace du cylindre,

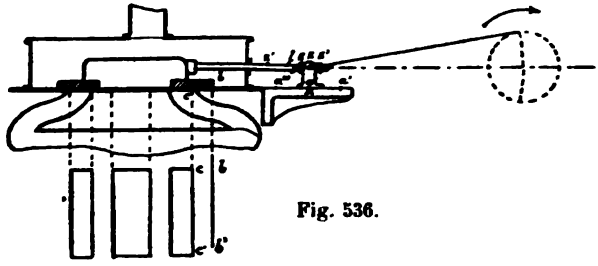


Fig. 536.

c'est que la position du point d'attache est exacte ; dans le cas contraire, il faudra agir sur les écrous E et E' de fixation de la tige sur sa traverse et amener la coïncidence de *b* avec l'arête *bb'*.

2° On prend l'ouverture maximum d'un orifice. — Supposons que pour ce cas, nous agissions sur un tiroir en D et que nous ayons relevé l'épure (fig. 61) sur laquelle nous mesurons l'ouverture maximum de l'orifice d'évacuation haut ; nous remarquons que l'arête d'évacuation du tiroir dépasse l'arête d'introduction de l'orifice BV de la quantité $\widehat{NPB}$; portons (fig. 537) $cb = \widehat{NPB}$ et menons *bb'* sur la glace du cylindre parallèle *cc'* d'introduction.

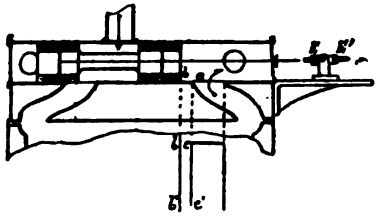


Fig. 537.

Montons le tiroir en le munissant de tous ses organes de transmission de mouvement et faisons virer la machine jusqu'à ce que le distributeur soit au point mort bas. Si, à ce moment, l'arête d'évacuation *b* haut du tiroir est en regard de *bb'*, le point d'attache sera bien réglé. Dans le cas contraire et comme par l'exemple précédent, on agira sur les écrous de fixation de la traverse de manière à obtenir cette coïncidence.

Remarque. — Dès que le point d'attache est réglé par l'une ou l'autre des méthodes, il convient de prendre certains repères permettant de remettre le tiroir en bonne position après un démontage ou dans le cours d'un service, après avoir effectué plusieurs fois des rectifications dans le serrage des organes de transmission qui raccourcissent les organes en les rapprochant toujours de

l'arbre. A cet effet, on donnera deux coups de pointeau, l'un en K (fig. 536) sur la bavure et l'autre en *l* sur la tige, puis afin de conserver cette distance on la portera de *l* en K' sur la tige. En outre, dans le cas d'un fonctionnement prolongé, et ne pas être obligé d'opérer des démontages de boîtes à tiroir, il faudra conserver les points *a* du piston M de la glissière, prendre la même position de la machine et du tiroir, ces points doivent coïncider, ces annotations étant portées sur le registre descriptif.

Calage des excentriques. — Le point d'attache étant réglé d'avance, le calage des excentriques s'effectuera sans difficulté. A cet effet on prendra sur l'épure la quantité dont un orifice est découvert pour une position donnée du piston, ou en d'autres termes, on prendra les positions simultanées du piston et du tiroir pour un point quelconque de la rotation.

Prenons notamment sur la figure 528 le point *a* de la courbe du tiroir correspondant à la fin de l'introduction bas, le piston se trouve alors en *f* sur sa courbe, et en *f'* de sa course montante, distant de $f'\widehat{PH}$ de son point mort haut. Calons à faux frais l'excentrique sur l'arbre dans une position approchée de celle qu'il doit occuper et virons la machine dans le sens de la marche commandée par l'excentrique dont il s'agit, jusqu'à ce que le piston soit distant de son point mort haut de la quantité $f'\widehat{PH}$. Si à ce moment le tiroir ne se trouve pas arête pour arête à l'introduction bas le tiroir descendant marchant en sens inverse du piston, puisque le distributeur est en coquille on décalera l'excentrique et on le fera tourner sur l'arbre jusqu'à ce que l'on obtienne ce résultat, en ayant bien soin de maintenir le piston immobile. Si l'orifice restait encore ouvert au moment considéré, on obtiendrait la fermeture en faisant tourner le chariot dans le sens du mouvement, c'est-à-dire en augmentant l'angle de calage. Si au contraire l'arête du tiroir avait dépassé l'arête correspondante de l'orifice, il faudrait faire tourner l'excentrique en sens contraire du mouvement et par suite diminuer l'angle de calage.

Cas où l'excentrique est à calage variable. — La marche à suivre dans ce deuxième cas est la même que dans le premier ; c'est-à-dire que l'on commence par régler le point d'attache et l'on ne procède qu'en dernier lieu à la détermination de la longueur et de la position des butoirs.

Régler le point d'attache (fig. 528). — Supposons qu'il s'agisse d'une machine oscillante et que nous ayons pris pour régler la position du point d'attache le recouvrement à l'admission haut. Montons le tiroir avec tous ses organes de transmission de mou-

vement; montons également fixe sur l'arbre le chariot d'excentrique muni de sa bielle. Après avoir enclenché la bielle d'excentrique, virons le chariot à bras de manière à amener le tiroir à chacune de ses extrémités de course, marquons sur l'un des

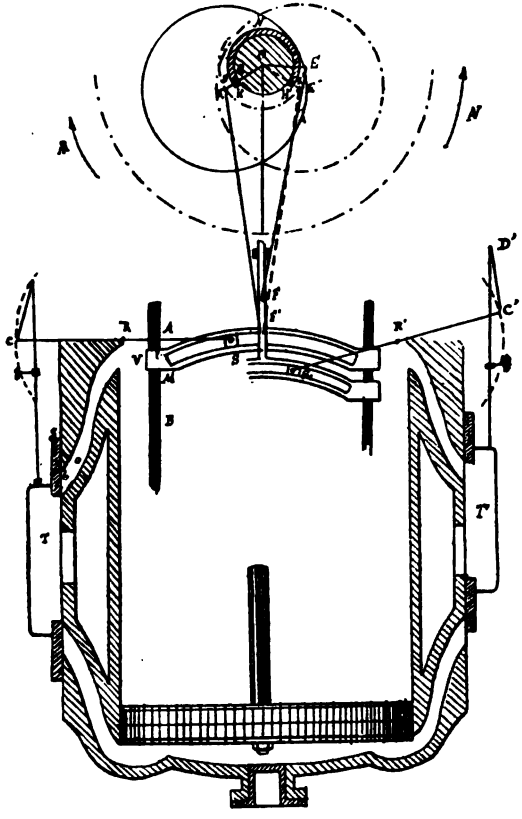


Fig. 538.

guides de l'arc de Penn, les points extrêmes A et B (fig. 538) de la course d'un point V à la douille, prenons le milieu M de AB, et amenons le point V en regard du point M tracé sur le guide de gauche, le tiroir sera alors à sa mi-course. Si dans cette position le recouvrement à l'admission haut du tiroir est égal à celui donné par l'épure, le point d'attache sera à la position voulue. Dans le

cas contraire on agira sur les écrous du point d'attache jusqu'à ce que l'on ait obtenu ce résultat.

Détermination des butoirs. — Etant fixé sur la position du point d'attache, celle du butoir se déterminera facilement en prenant sur l'épure les positions simultanées du piston et du tiroir pour un point quelconque de la rotation. On prend généralement la position d'une des arêtes du tiroir correspondant à l'un des points morts du piston ; la raison qui conduit à choisir de préférence ce point à tout autre, est que pour cette position du piston, il n'existe qu'une seule position du tiroir sur sa glace quel que soit le sens de la rotation, tandis que pour toute autre position du piston dans le cylindre, il existe deux positions du tiroir, chacune d'elles correspondant à un sens de la rotation. Virons donc la machine, et plaçons rigoureusement le piston à son point mou bas, par exemple ; déclenchons la bielle d'excentrique et à l'aide du mécanisme de mise en marche à bras, plaçons le tiroir dans la position T′ de façon à lui faire découvrir l'orifice de la quantité égale à l'avance à l'introduction *bas* mesurée sur l'épure. Calons le tiroir dans cette position et faisons tourner à bras le chariot sur l'arbre dans le sens de la marche $\mathcal{N}$ jusqu'à ce que l'enclenchement ait lieu. Soit OE′ la position du rayon de l'excentrique à ce moment et KN celle du toc. L'arête sur laquelle le butoir devra appuyer pour la marche $\mathcal{N}$ est évidemment l'arête N, marquons un trait Q sur l'arbre à fleur de cette arête ; ce sera la limite du butoir pour la marche en $\mathcal{N}$. Déclenchons et faisons tourner le chariot de l'excentrique sur l'arbre à l'opposé du sens précédent jusqu'à ce que la bielle d'excentrique vienne s'enclencher de nouveau. Le rayon de l'excentrique sera en OE″ et le toc en K′H′, traçons un nouveau trait Z sur l'arbre à fleur de l'arête K′ qui sera celle qui se trouvera en prise pour la marche $\mathcal{R}$. Le plus grand arc QNZ compris entre les points Q et Z sera la longueur à donner au butoir.

Calage de la grande roue dentée montée sur l'arbre moteur pour une mise en train Mazeline. — S'il s'agissait de monter un tiroir conduit par une manivelle à calage variable sans déclenche, cas cité, il faudrait comme dans tous les cas que nous venons d'examiner commencer par régler le point d'attache en agissant comme il a été dit précédemment. La détermination du calage pour ce genre de machine consiste dans l'engrènement convenable des deux grandes roues R et R′ (fig. 539), R′ étant folle sur l'arbre des tiroirs, en supposant toutefois que la gorge *cd* a été faite avec l'amplitude voulue, c'est-à-dire à l'angle de toc augmenté du diamètre du bouton d'entraînement de l'arbre des tiroirs qui s'y trouve logé. Supposons qu'il en soit ainsi et proposons-nous de caler la roue R de façon à obtenir la même régulation que celle

de la figure 528. A cet effet, prenons sur cette épure un élément dépendant du calage, la fin de l'introduction haut par exemple. Le point Z de la courbe du tiroir correspond à cet instant, et le piston est alors en Z″ ayant franchi la partie $\widehat{PH}Z''$ de sa course descendante.

Virons l'arbre de la machine dans le sens de la marche AV par exemple et plaçons le piston à cette position dans le cylindre; le tiroir ayant déjà été monté, pour opérer la détermination du point

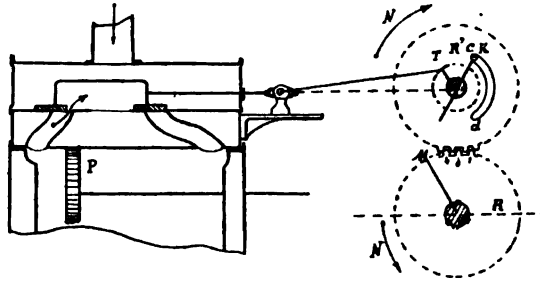


Fig. 539.

d'attache, virons l'arbre des tiroirs dans le sens de la marche AV jusqu'à ce que l'arête d'introduction haut, vienne juste fermer l'arête correspondante de l'orifice; à ce moment présentons la roue R′ sur l'arbre des tiroirs et plaçons-la de façon que le bouton K vienne porter au fond de la gorge qui doit servir à la marche N, cela fait, présentons la roue R sur l'arbre de couche de manière à produire l'engrènement des deux roues et clavetons la roue R dans cette position.

Pour ne plus avoir à revenir sur les positions des roues R et R′ après démontage on repère par un zéro sur les deux dents en prise et par 1 et 2 les dents qui prennent et celles qui quittent.

Rectification du point d'attache. — Le point d'attache peut se trouver dérangé, soit par le fait d'un mauvais remontage, soit par suite de l'usure provenant des diverses articulations des pièces qui transmettent le mouvement au tiroir; si l'on a conservé les repères tels que A et M (fig. 536) d'une part et *l* K et K′ d'autre part, qui avaient été marqués lors du montage, l'opération de la rectification du point d'attache se fera d'une manière très simple et ne nécessitera aucun démontage et consistera à amener la coïncidence des points

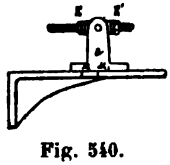


Fig. 540.

A et M. Il est de toute nécessité de joindre au registre historique, la représentation schématique des glaces du cylindre, du tiroir avec les repères que nous venons d'indiquer, ces observations. Si le point *a* tombait en M' par exemple à droite du point M (fig. 540), ce serait la preuve que le tiroir serait trop haut de toute la quantité MM'. Cette erreur se corrigerait soit par l'allongement de la queue de l'excentrique ou de la bielle qui conduit le tiroir, ou enfin en agissant sur les deux écrous E et E' de fixation de la tige du tiroir, c'est-à-dire en repoussant le tiroir sur la gauche d'une quantité MM'. Lorsque les repères de montage n'existent pas, les opérations à effectuer pour rectifier le point d'attache sont exactement les mêmes que celles que l'on emploie pour le déterminer; il faut donc connaître soit un recouvrement, soit un maximum d'ouverture d'un orifice.

Remarque. — Dans le cas où le tiroir serait conduit par un excentrique à calage fixe dont on serait certain de la bonne position, le point d'attache pourrait encore être rectifié si l'on connaissait la quantité dont un orifice est découvert ou recouvert pour une position connue du piston dans le cylindre. Supposons par exemple que lors de la marche *A'*, la détente commence aux 0,67 de la course montante et que la longueur de la course soit de $1^m,20$.

Virons la machine dans le sens de la marche *A'* jusqu'à ce que le piston ait parcouru à partir de son point mort bas les $0^m,67$ de $1^m,20$ soit $0^m,84$; ouvrons dans cette position du piston, la boîte à tiroir, et si le tiroir est bien arête pour arête à l'introduction bas, il n'y a rien à modifier: si le contraire avait lieu, il faudrait agir sur les écrous E E pour amener cette coïncidence.

Rectification du point d'attache sans le secours d'une épure de régulation. — Dans le cas où l'on ne possèderait pas une épure de régulation, la position du tiroir pourrait se rectifier par un à peu près, en égalisant les avances à l'introduction pour chacune des extrémités du cylindre; et on procéderait de la manière suivante :

1° Si l'excentrique est à calage fixe, on placera le piston à l'un de ses points morts, en bas par exemple, puis on agira sur les écrous du point d'attache de manière à déterminer une certaine avance à l'introduction bas, soit 10 millimètres par exemple; cela fait, on virera la machine de manière à l'amener à son point mort haut, et on mesurera à ce moment, le découvrement à l'introduction de l'orifice du haut; soit 16 millimètres cette quantité, pour égaliser les avances à l'introduction haut et bas, il faudra nécessairement faire remonter le tiroir de la demi-différence de ces avances c'est-à-dire de $\frac{16-10}{2} = 3$ millimètres; ce que l'on obtiendra en agissant sur les écrous E et E' du point d'attache.

Si l'excentrique est à calage variable. — L'opération est un peu plus compliquée. Considérons le cas d'une machine horizontale avec mise en train Mazeline, sur les roues RR' de la mise en train, les repères du montage n'étant pas tracés (fig. 541). La première opération à faire consistera à placer en bonne position la roue R' de la mise en train montée folle sur l'arbre des tiroirs. Pour atteindre ce résultat, virons la machine de manière à amener le piston exactement à l'un de ses points morts, au point mort bas par exemple, montons le tiroir sur sa glace, muni de sa tige montée sur son patin et de sa bielle, en serrant par à peu près les écrous E et E' du point d'attache. Cela fait, faisons tourner l'arbre des tiroirs à bras dans le sens de la marche N, jusqu'à ce que le

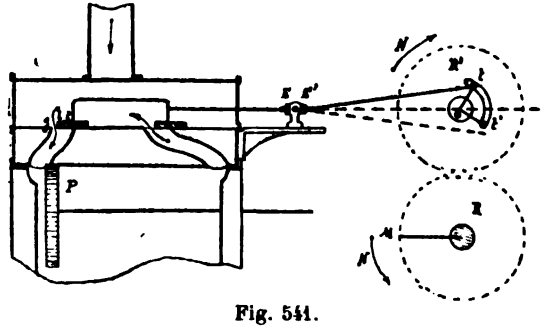


Fig. 541.

tiroir découvre l'orifice du bas d'une quantité sensiblement égale à l'avance à l'introduction d'une machine similaire. A ce moment, présentons la roue R' de mise en train de manière à la faire engrener avec la roue R de l'arbre en même temps que le bouton d'entraînement viendra s'appuyer sur le fond de la gorge qui devra le conduire pour le sens de cette marche. Si le bouton ne portait pas tout à fait au fond de la gorge lorsque les deux roues R et R' peuvent s'engrener, on ferait tourner un peu l'arbre des tiroirs dans un sens ou dans l'autre jusqu'à ce que ce résultat soit obtenu, puis on mesurerait dans ces conditions la quantité *ab* dont le tiroir découvre l'orifice du bas. Arrivé au point où nous sommes de l'opération, montons le train épicycloïdal et manœuvrons la mise en train jusqu'à amener le bouton d'entraînement à l'autre extrémité de la gorge ; c'est-à-dire dans la position de la marche R. Si la roue R' est bien engrenée, il faut que dans cette deuxième position, l'orifice du bas soit découvert de la même quantité que précédemment ; car, nous savons que quel que soit le sens de la marche, l'avance à l'introduction doit être la même pour une même extrémité du cylindre. Supposons qu'il n'en soit pas ainsi,

et soit b' la position occupée par l'arête du tiroir lorsque la mise en train est placée dans la position de la marche $\mathcal{R}$; le point b' ne se confondant pas avec le point b et tombant à droite de ce point, c'est une preuve que le rayon de la manivelle du tiroir vient dans une position ot' qui n'est pas la symétrique de ot par rapport à la ligne des points morts.

Il faudra par conséquent démonter le train épicycloïdal et la roue R', faire tourner cette dernière dans le sens de la flèche $\mathcal{A}$, de manière à lui faire sauter une ou deux dents, puis recommencer l'opération précédente jusqu'à ce que les avances à l'introduction bas soient sensiblement les mêmes pour la marche dans les deux sens. Les roues R et R' seront bien engrenées lorsque ce résultat sera obtenu, et il ne restera plus alors que la position du point d'attache à régler. Pour effectuer cette seconde opération, nous placerons la mise en train dans la position de la marche $\mathcal{A}$ par exemple et nous mesurerons l'avance ab à l'introduction bas ; soit 20 millimètres cette quantité ; nous virerons la machine jusqu'à amener le piston exactement à son point mort haut, et nous mesurons l'avance à l'introduction haut, soit 6 millimètres seulement cette dernière quantité. Si nous voulons avoir les mêmes avances haut et bas en hauteur d'orifice, il suffira de repousser le tiroir sur la gauche d'une quantité égale à la demi-différence des avances $\frac{20 - 6}{2} = 7$ millimètres, ce qui s'obtiendra par la manœuvre des écrous E et E', nous aurons de la sorte 13 millimètres d'avance pour chacune des extrémités du cylindre.

Rectification des butoirs. — Dans le cas où l'excentrique est à déclenche, l'opération à faire pour cette rectification consiste à démonter les butoirs et à opérer exactement, comme nous l'avons fait sur la figure 538 pour déterminer une première fois la position de ces butoirs. Si la mise en train est du système Mazeline et que l'on craigne qu'il se soit produit une certaine usure sur le bouton d'entraînement et le fond de la gorge tenant lieu de butoir, on peut déterminer l'épaisseur de la cale à rapporter en agissant de la manière suivante :

Après avoir réglé préalablement le point d'attache et s'être assuré que les deux roues R et R' (fig. 541) sont bien engrenées à leur repère, on placera le piston au point mort bas par exemple, et on examinera si le bouton t d'entraînement étant en t' au fond de la gorge, le tiroir découvre bien l'orifice à l'introduction bas d'une quantité égale à l'avance connue ; si cette condition est remplie, il n'y a rien à modifier. Si au contraire l'avance accusée est inférieure à celle qui doit exister, on manœuvrera la mise en train comme si on voulait renverser la marche jusqu'à ce que l'orifice du bas soit découvert d'une quantité égale à l'avance

connue. L'intervalle compris entre le bouton d'entraînement et le fond de la gorge donnera l'épaisseur de la cale à mettre. L'opération ayant été faite pour le sens de la marche A/, on la répétera pour la marche R.

COURBE CIRCULAIRE DE RÉGULATION

Cette courbe (fig. 542 et 542 *bis*) inventée par M. Reech, ingénieur de la marine, est d'une grande simplicité de construction et d'une grande facilité de lecture pour les chemins parcourus simultanément par le piston et par le tiroir et pour leurs positions respec-

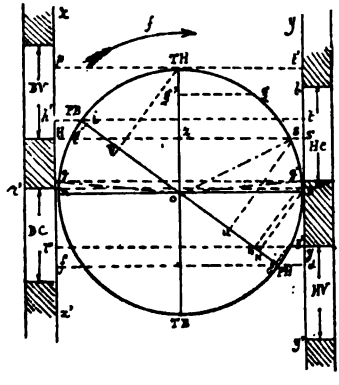


Fig. 542.

Fig. 542 *bis*.

tives ; mais dans la construction on considère les bielles du piston et du tiroir comme étant d'une longueur infinie, ce qui n'existe pas en pratique. Cette épure n'est guère employée que pour établir la régulation d'une machine en projet.

Prenons donc pour la construction de cette épure des bielles supposées infinies et soit ON (fig. 542) le rayon de la manivelle du tiroir représentée à une certaine échelle, et soit $\widehat{TH\text{-}TB}$ le diamètre des points du tiroir ; dans le mouvement de rotation de sa manivelle, on obtiendra la position du distributeur en chaque point, en projetant le centre du bouton de la manivelle sur le diamètre $\widehat{TH\text{-}TB}$.

Supposons la manivelle du tiroir partant de son point mort haut $\widehat{TH}$ et qu'elle ait parcouru l'arc $\widehat{THg}$, le tiroir aura descendu de la quantité THg', le point g' étant la projection de g sur le diamètre

$\widehat{TH\text{-}TB}$ des points morts du tiroir. Il est évident que cette fraction de course THg' peut être considérée comme étant celle d'un point quelconque du tiroir et plus particulièrement comme celle d'une des quatre arêtes *a-d-nm* (fig. 542 *bis*) des barrettes de ce tiroir. Comme c'est précisément la marche de ces arêtes sur les orifices correspondant qu'il s'agit d'étudier, on placera ces orifices sur l'épure.

Soit AB la droite représentant la mi-course du tiroir (fig. 532 *bis*), les éléments du tiroir étant représentés par :

ab recouvrement à l'admission haut ;

hm-id à l'admission bas ;

+ *cd* recouvrement à l'évacuation haut ;

et — *rm* recouvrement à l'évacuation bas.

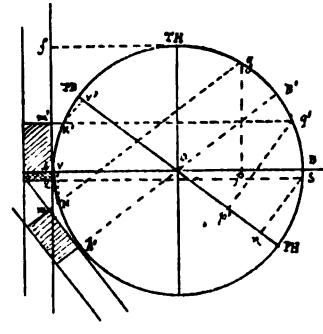


Fig. 543.

Pour cette position à mi-course du tiroir sur les orifices, la position de sa manivelle avec une bielle infinie est en OA pour la course ascendante et en OB pour la course descendante. A partir de sa demi-course le tiroir devra monter d'une quantité *h* égale au recouvrement bas pour que cet organe soit arête pour arête à l'introduction bas, et il devra descendre de *ab*, pour se trouver arête pour arête à l'introduction haut.

(Fig. 542.) Menons deux tangentes xx' et yy' perpendiculaires au diamètre AB de la circonférence représentant la course du tiroir ; et à partir de la mi-course AB du tiroir portons sur ces tangentes les recouvrements AN = *h* au-dessus de AB et BB' = *ab* au-dessous du diamètre sur yy' pour avoir la position des arêtes BV et HV.

Le recouvrement à l'évacuation haut étant positif sera porté sur yy' en Bg' au-dessus de AB et celui de l'évacuation bas étant négatif sera porté de A en r' également au-dessus de AB sur xx', ce recouvrement étant une avance.

Maintenant portons la hauteur des orifices, nous aurons successivement $\widehat{BV\text{-}BC}$ $\widehat{HV\text{-}HC}$. Si nous supposons que la manivelle *o*A partant de sa mi-course *o*A, tourne dans le sens de la flèche *f*, l'orifice du bas vapeur commencera à s'ouvrir lorsque la manivelle A*o* sera arrivée en *l* qui correspond à la position de arête pour arête de la barrette du tiroir avec celle de l'orifice : si la rotation continue, l'orifice BV s'ouvrira de plus en plus jusqu'à ce que la manivelle soit arrivée à son point mort $\widehat{TH}$; à ce moment l'orifice d'introduction bas sera ouvert de H*p*, qui sera son maximum. A partir de cette position, la manivelle *o*A descend, le tiroir

suivant le même sens, l'orifice $\widehat{BV}$ sera fermé quand la manivelle sera arrivée en *os*; on suivra par la même observation la marche des arêtes *ad* et *n* du tiroir sur les arêtes correspondantes des orifices. Pour établir les relations simultanées du piston et du tiroir, considérons le diamètre AB, suivant une nouvelle échelle, comme représentant la course du piston, et en rappelant que pour un tiroir en coquille, sa manivelle est en avance sur celle du piston d'un angle égal à l'angle de calage, soit de 125°. Lorsque la manivelle du tiroir est en $\widehat{OPB}$, c'est-à-dire qu'elle a parcouru l'arc $\widehat{TB\text{-}PB} = 125°$, la manivelle du piston est alors à son point mort bas.

La vitesse angulaire des deux manivelles étant la même, lorsque la manivelle du tiroir, sera en $\widehat{OTH}$, c'est-à-dire en haut de sa course, cet organe aura parcouru l'arc $\widehat{PB\ TH}$ depuis l'instant où le piston était à son point mort bas; donc pour estimer les chemins parcourus simultanément par le piston et par le tiroir, à partir de leurs points morts, bas pour le piston, et haut pour le tiroir, il suffira de porter en arrière, sur la gauche de $\widehat{TH}$, l'arc TH-PB parcouru par la manivelle du tiroir, on aura en $\widehat{PB}$ la position du piston, au point mort bas, en traçant le diamètre PB-PH, on aura la course du piston à l'échelle convenue et les deux points morts $\widehat{PB}$ et $\widehat{PH}$.

Si nous projetons sur ce diamètre l'arc $\widehat{TH, PB}$, nous aurons en $\widehat{PB}$ V le chemin parcouru par le piston lorsque le tiroir partant de $\widehat{PB}$ est arrivé en $\widehat{TH}$ haut de sa course.

Il résulte de ce qui précède que pour obtenir les positions simultanées du piston et du tiroir, il suffira de projeter la position de la manivelle du tiroir sur les diamètres $\widehat{PB\text{-}PH}$ du piston et $\widehat{TH\ TB}$ du tiroir, et les longueurs comprises entre les projections de ce point et les points morts de l'organe considéré donnent les chemins parcourus depuis ce point mort.

Analyse des fonctions du tiroir d'après l'épure circulaire (fig. 542). — Menons les cordes parallèles au diamètre AB passant par les différentes arêtes des orifices de l'épure et partons du point mort bas du piston en suivant la circonférence dans le sens de la flèche *f*. Au point $\widehat{PB}$, le piston au point mort bas, le tiroir monte et l'orifice du bas est ouvert de la quantité H*h'* qui constitue l'avance à l'introduction; l'orifice d'évacuation du haut est ouvert de la quantité *g't*

qui constitue l'avance à l'évacuation. Au point $\widehat{TH}$, le tiroir est à son point mort haut, l'ouverture de l'introduction bas est Hp plus petite que la hauteur de l'orifice; l'ouverture maximum du haut est $g't'$ plus grande que la hauteur de l'orifice; or à ce moment le piston a parcouru la distance $\widehat{PB}$ V de sa course montante. Au point s le tiroir descend et ferme juste l'orifice d'introduction du bas, l'orifice d'évacuation est encore ouvert de $g's'$. La durée de l'introduction en fonction de la course du piston est mesurée par $\widehat{PB}$ u et la période de détente par u $\widehat{PH}$. Au point g' le tiroir ferme l'orifice d'évacuation du haut et la compression commencée par n $\widehat{PH}$. Au point r'' le tiroir ouvre l'évacuation de $\widehat{BC}$ bas condenseur.

Le point correspondant de la course du piston est K et l'avance à l'évacuation est mesurée par K $\widehat{HP}$.

Au point y, le tiroir démasque l'orifice d'introduction du haut et le piston est au point j de sa course montante; l'avance à l'introduction en fonction de sa course est mesurée par $\widehat{JPH}$. Au point $\widehat{PH}$, le piston est arrivé à son point mort haut après une demi-révolution. L'orifice du haut est ouvert à l'introduction de la quantité B'd qui constitue l'avance à l'introduction et l'orifice d'évacuation du bas est ouvert de rf, qui constitue l'avance à l'évacuation.

L'analyse des effets produits pendant la course descendante se ferait exactement de la même manière.

Proposons-nous de résoudre le problème suivant à l'aide de cette épure.

DÉTERMINER APPROXIMATIVEMENT LES ÉLÉMENTS D'UN TIROIR POUR UNE MACHINE EN PROJET (fig. 543).

Pour résoudre ce problème, nous commencerons par calculer la hauteur maximum de l'ouverture des orifices tant à l'introduction qu'à l'évacuation, puis nous nous donnerons *a priori* les éléments suivants en fraction de la course du piston, la période d'introduction, l'avance à l'introduction et l'avance à l'évacuation.

Supposons que les éléments de la régulation soient :

Avance à l'introduction, 0,01 de la course;

Avance à l'évacuation, 0,1 de la course;

Durée de l'introduction, 0,75 de la course.

Avec un rayon quelconque décrivons une circonférence (fig. 543) que nous considèrerons comme celle décrite par la grande manivelle et menons le diamètre horizontal AB.

Portons à partir du point A une longueur AV = 0,01 de AB ce qui constitue l'avance à l'introduction et à partir du point A*p* une longueur égale aux 0,75 de AB. Aux points V et *p* élevons des perpendiculaires de sens contraire V*k* et P*g*, puis traçons la corde *kg* et le diamètre A'B' parallèle à cette corde; enfin par le point A' la tangente A'*m*, les points *q* et *k* représentant les positions de la manivelle à l'avance à l'introduction et à la fermeture.

Imaginons maintenant que nous fassions tourner toute la figure autour du centre O de façon que le diamètre A'B' vienne prendre la position AB.

Dans ce mouvement, le point A vient en $\widehat{PB}$, le point B en $\widehat{PH}$, la corde *kg* en *k'g'* et la tangente A'*m* en A*m'*.

Avec un peu d'attention nous verrons facilement l'analogie qui existe entre cette figure et l'épure circulaire que nous venons d'étudier.

Nous remarquerons notamment que si nous prenons un tiroir dans lequel l'angle de calage serait $\widehat{TBO}\,\widehat{PB}$ et le recouvrement à l'admission A*m'* ce tiroir nous fournirait une avance à l'introduction $\widehat{PBV'}$ = AV et une période d'introduction $\widehat{PBp'}$ = A*p*, c'est-à-dire satisfaisant aux conditions que nous nous étions données. Si maintenant à partir du point PH nous portons $\widehat{PHn}$ égal à l'avance à l'évacuation donnée et que par le point *n* nous élevons la perpendiculaire *ns*, puis menions la corde SZ parallèle à AB, nous aurons en AZ le recouvrement à l'évacuation qui se trouve positif dans le cas de notre figure. Il ne nous reste plus qu'à déterminer maintenant l'échelle à laquelles ces diverses valeurs ont été obtenues. Sur notre épure l'ouverture maximum à l'introduction est mesurée par *mf* et si nous comparons cette quantité avec celle que le calcul nous a fournie pour cette ouverture maximum, le résultat de cette comparaison sera l'échelle cherchée. Si la grande bielle et la bielle d'excentrique de notre machine avaient des longueurs infinies, l'angle de calage à adopter serait $\widehat{TBO}\,\widehat{PB}$, le rayon d'excentrique, à l'échelle trouvée, serait mesuré par OA et les recouvrements seraient à la même échelle que ceux fournis par l'épure circulaire. Nous allons voir actuellement comment on procède pour déterminer rigoureusement les éléments d'un distributeur en tenant compte de l'obliquité des bielles.

Détermination rigoureuse des éléments du tiroir à l'aide de l'épure sinusoïdale. — Du résultat obtenu à l'aide de l'épure circulaire, nous ne prendrons que l'angle de calage et le rayon d'excentrique, quant à la longueur de sa bielle elle se détermine d'après la distance du distributeur à l'arbre des tiroirs. Imagi-

nons que la machine est à bielle en retour et que le tiroir est à coquille conduit par une bielle directe. Supposons en outre : que le rapport de la longueur de la bielle du piston à celui de la longueur de sa manivelle soit 3,5 ; que le rapport de la longueur de la bielle d'excentrique à un rayon soit égal à 5. On obtiendra les éléments nécessaires au tracé de l'épure sinusoïdale en agissant de la manière suivante. Avec un rayon égal à celui de la grande manivelle (réduit à une certaine échelle) on décrira une circonférence de rayon OA (fig. 544) que l'on divisera en un certain nombre de parties égales; de chacun de ces points de division, avec un rayon égal à celui de la grande bielle on décrira des arcs de cercle coupant la ligne des points morts aux points 0, 1, 2, etc. On aura de la sorte les chemins parcourus par le piston pour les arcs 01-02. En un mot on obtiendra les éléments nécessaires au tracé de

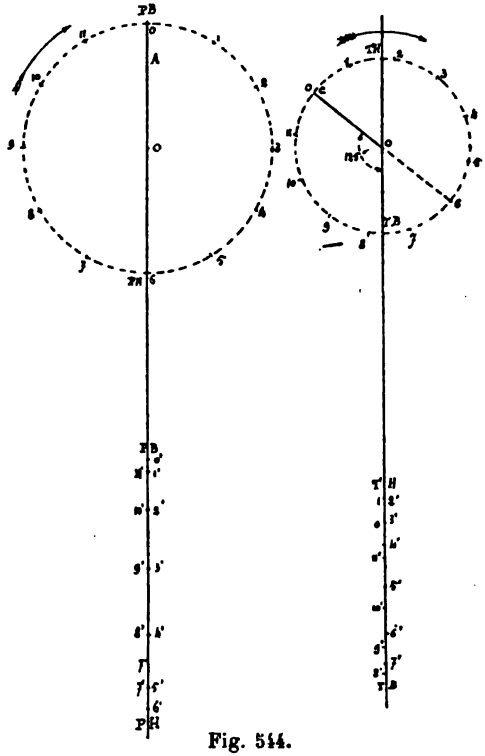


Fig. 544.

la courbe sinusoïdale du piston. Cela fait, on décrira une deuxième circonférence ayant pour rayon le rayon de l'excentrique obtenu par l'épure circulaire (réduit à une certaine échelle qui pourra être différente de celle prise pour la grande manivelle) puis on fera avec OA et dans le sens de la rotation un angle $\widehat{TBOC}$ égal à l'angle de calage obtenu pour l'épure circulaire. On divisera cette circonférence à partir du point C en autant de parties égales que la circonférence OA, et par chacun des points de division, avec un rayon égal à celui de la bielle du tiroir, on décrira des arcs de cercle venant couper la ligne des points morts. On

obtiendra ainsi les éléments nécessaires au tracé de la courbe sinusoïdale du tiroir. On superposera ces deux courbes, en agissant avec les deux droites divisées comme on l'a fait avec les règles relevées sur une machine pour tracer un épure de régulation. On obtiendra ainsi les deux courbes de la figure 545 tracées en traits pleins. Sur la course du piston portons de A en B et de $\widehat{PH}$ en C les 0,75 de la course ; par les points B et C, menons des parallèles à la ligne des abscisses jusqu'à la rencontre de la courbe du piston en B′ et C′ ; menons les ordonnées B′B″ et C′C″ jusqu'à la rencontre de la courbe du tiroir ; enfin par les points B″ et C″ menons B″D et C″F parallèles à la ligne des abscisses et traçons HL mi-course du tiroir. Pour obtenir 0,75 d'introduction avec le calage

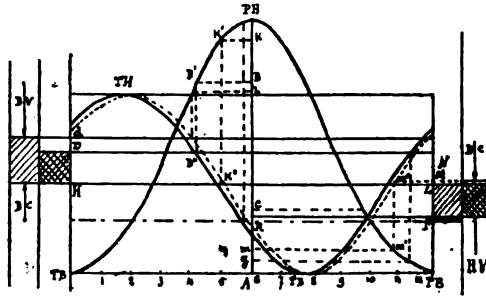


Fig. 545.

donné par notre épure, la quantité HD devrait être le recouvrement à l'introduction bas et LF celui à l'introduction haut. Si nous analysons l'épure avec de semblables recouvrements, nous voyons que l'avance à l'introduction bas vaut $Ag = 0,045$ de la course du piston, tandis que celle à l'introduction haut possède à peu près la valeur demandée. Pour diminuer l'avance du bas et lui donner la valeur des données du problème en agissant seulement sur le recouvrement sans toucher au calage, nous serions conduits à augmenter ce recouvrement d'une quantité notable, et la période d'introduction pour la course ascendante se trouverait réduite aux 0,68 de la course, tandis que cette même période pour la course descendante vaudrait les 0,75 de cette même course. Pour nous rapprocher autant que possible de la période d'introduction moyenne 0,75, agissons en partie sur l'angle de calage et en partie sur les recouvrements. A cet effet, calquons la courbe du tiroir et faisons-la glisser sur la droite d'une quantité telle que l'avance à l'introduction bas soit un peu moins forte avec le recouvrement HD, puis augmentons ce recouvrement d'une

petite quantité D*d* telle que l'avance à l'introduction bas corresponde à 0,01 de la course. D'autre part diminuons le recouvrement LF d'une petite quantité E*f*, telle que l'avance à l'introduction haut corresponde sensiblement à cette même valeur. Nous obtenons de la sorte la courbe en pointillé et les recouvrements H*d* et L*f*. Si nous analysons notre épure après ces modifications nous voyons que : 1° les avances à l'introduction sont sensiblement celles du problème; 2° les périodes d'introduction sont A*b* = 0,72 pour la course ascendante et $\widehat{PHC}$ = 0,76 pour la course descendante soit en moyenne 0,75.

Avec un peu d'habitude et quelques petits tâtonnements on parvient facilement au résultat que nous avons atteint. Lorsque l'on est définitivement fixé sur les recouvrements à l'admission et sur l'angle de calage à adopter, les recouvrements à l'évacuation s'obtiennent sans difficulté en portant $\widehat{PHK}$ = A*m* = 0,1 de la course du piston et en effectuant la construction indiquée sur la figure par les lignes KK' K'K" et *mm'*, *m'm"*, *m"*N. L'opération nous donne un recouvrement nul, pour le bas et le petit recouvrement positif LN pour le haut.

Détermination des éléments d'un tiroir au moyen de l'épure naturelle. — La détermination des éléments d'un tiroir par l'emploi successif de l'épure circulaire et de l'épure sinusoïdale est une opération longue à cause des tâtonnements auxquels on est conduit. La plupart des constructeurs actuels préfèrent employer une autre construction désignée sous le nom d'épure naturelle de régulation. Cette épure tient directement compte des obliquités des bielles et permet d'obtenir les éléments du tiroir sans recourir à aucune espèce de tâtonnement, quel que soit d'ailleurs le système de transmission de mouvement, direct ou renversé des pistons et des tiroirs. Proposons-nous notamment pour une machine à bielle renversée, de déterminer les éléments d'un tiroir en coquille conduit par une bielle directe, les éléments de la régulation devant être :

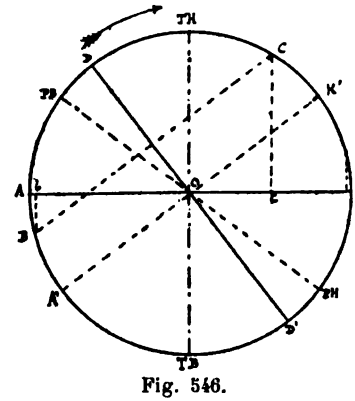


Fig. 546.

Avance à l'introduction bas et haut, 0,01 de la course;

Avance à l'évacuation bas et haut = 0,1 de la course;
Durée moyenne de l'introduction = 0,75 —
Rapport de la bielle du piston à sa manivelle = 3,5
— d'excentrique à son rayon = 5

Avant de résoudre ce problème, nous allons reprendre l'épure circulaire ou point de vue particulier qui conduit à l'épure naturelle. Soit AK (fig. 546) la course du piston, prenons A*b* = 0,01 de AK et A*c* = 0'75 de AK, puis menons à AK les perpendiculaires *b*B, *c*C et enfin traçons la corde BC et le diamètre A'K' parallèle à cette corde. Je dis qu'en menant le diamètre DD' perpendiculaire à la corde BC, l'angle de calage sera mesuré par D'OA. En effet, si nous imaginons que nous produisions le mouvement de rotation que nous avons effectué sur la figure 543, c'est-à-dire si nous amenons le diamètre A'K' en AK et ce dernier en $\widehat{PB}$ $\widehat{PH}$, l'angle de calage est mesuré par $\widehat{TBO}\widehat{PB}$. Or l'angle $\widehat{TBO}\widehat{PB}$ se compose de l'angle droit $\widehat{TBO}$A augmenté de l'angle A$\widehat{OPB}$, l'angle D'OA se compose de l'angle droit D'OA' augmenté de l'angle A'OA; mais nous remarquerons que les angles A$\widehat{OPB}$ et A'OA sont égaux et que par suite les angles $\widehat{TBO}\widehat{PB}$ et D'OA sont égaux entre eux et à l'angle de calage. En conséquence, si nous prenons la ligne AK comme ligne des points du piston, le diamètre DD' sera la direction de la ligne des points morts du tiroir. Ceci compris soit $\widehat{PB}$PH (fig. 547) la course du piston; la circonférence décrite sur cette ligne sera celle parcourue par le bouton de la manivelle. Prenons une longueur égale à 3,5 le rayon O$\widehat{PB}$ qui sera celle de la grande bielle et déterminons les points P'B' et $\widehat{P'H'}$ qui correspondent aux positions du pied de la bielle à fin de course. Prenons P'B'A' = $\widehat{P'H'}$D' = 0,01 de P'B' P'H' et P'B'C' = P'H'F' = 0,75 de P'B' P'H'. Des points A', D', C' et F' comme centres et avec la grande bielle comme rayon décrivons des arcs de cercle qui coupent la circonférence aux points A, O, C, F. Si les introductions pouvaient êtres égales pour les courses ascendantes et descendantes, la première commencerait en A pour finir en C et la seconde en D pour finir en F. D'après la construction indiquée sur l'épure circulaire (fig. 547), la course du tiroir devrait se faire suivant HH' perpendiculaire à AC pour la course ascendante et suivant GG' perpendiculaire à DF pour la course descendante. En d'autres termes pour obtenir l'égalité d'introduction pour les deux courses, il faudrait que l'angle de calage ait deux valeurs : l'une HO$\widehat{PB}$ pour la course montante et l'autre GOPB pour la course descendante. Or, la chose

est impossible et par suite ni l'une ni l'autre des directions HH', GG' ne convient pour la direction de la course du tiroir. On lève la difficulté en prenant pour direction de cette course la bissectrice II' de l'angle GOH. L'angle de calage aura alors pour valeur IOPB. La circonférence de rayon OI pouvant également représenter celle décrite par le bouton de la manivelle du tiroir, et la longueur de la bielle de cet organe étant égale à 5 fois sa

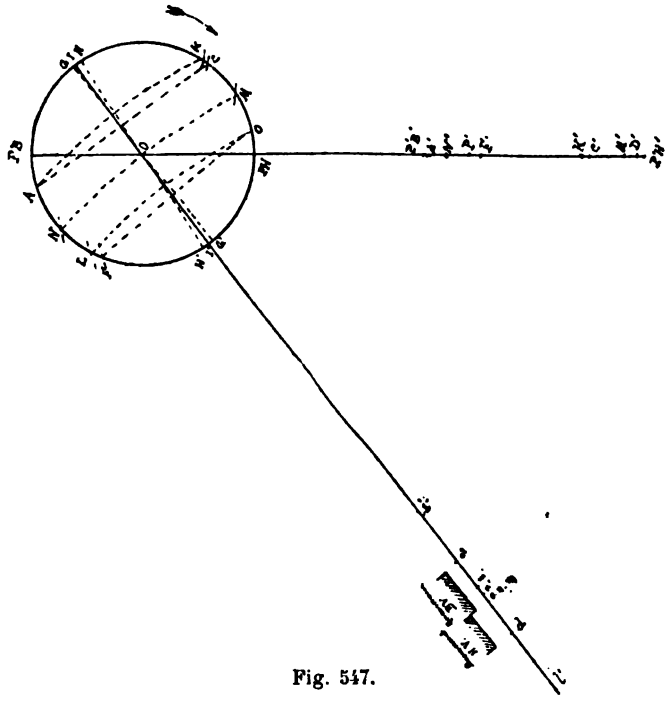


Fig. 547.

manivelle, d'après les données, nous obtiendrons respectivement les positions du pied de cette bielle pour la demi-course et les bouts de course du tiroir en décrivant des points OI et I' des arcs de cercle ayant pour rayon 5 fois IO, lesquels couperont la ligne des points morts du tiroir aux points *o i* et *i'*. Lorsque les manivelles sont en OA dans la position qui correspond à l'avance à l'introduction bas, nous obtiendrons le pied de la bielle du tiroir en *a* en décrivant du point A comme centre avec la longueur de cette bielle pour rayon, l'arc *a* coupant la direction de la course du tiroir. Ce point *a* se trouve au-dessus de la mi-course d'une quantité *oa* qui mesure le recouvrement à l'admission *bas*. De même

lorsque les manivelles sont en OD dans la position qui correspond à l'avance à l'introduction haut, le pied de la bielle du tiroir est en *d* point obtenu de la même façon que *a*. Le point *d* est au-dessous de la mi-course d'une quantité *od* qui mesure le recouvrement à l'admission haut.

Des points *a* et *d* comme centres et avec A*a* pour rayon décrivons les arcs de cercle AK et DL; l'ouverture de l'introduction du bas aura lieu au point A et la fermeture au point K; l'ouverture de l'introduction du haut aura lieu au point D et la fermeture au point L. Cherchons les positions K' et *l'* du pied de la grande bielle qui correspond aux points K et L de la circonférence, nous aurons :

$\widehat{PBK'}$ pour durée de l'introduction du bas;
P'H'*l'* — de l'introduction du haut;
ai pour ouverture maximum à l'introduction du bas;
di' — — — du haut.

La durée de l'introduction pour la course ascendante est inférieure aux 0,75 de la course, elle ne vaut sur notre épure que les 0,72 ; cette période pour la course descendante est supérieure à 0,75, elle vaut ici 0,78, la moyenne correspond exactement à la donnée du problème.

Passons aux orifices d'évacuation. Prenons sur la course $P'B'\widehat{P'H'}$ du pied de la bielle du piston, les longueurs P'N'B' et P'H'M' = 0,10 de la course $\widehat{P'B'}$.P'H', valeur donnée par les avances à l'évacuation aux extrémités. Avec la grande bielle pour rayon déterminons les points M et N de la circonférence qui correspondent aux points M' et N', puis avec la bielle du tiroir pour rayon traçons les points *n* et *m* qui correspondent à ces mêmes points N et M. Retournons le compas, et des points *n* et *m* comme centres, décrivons les arcs NM et MN, l'évacuation du bas commencera en M et finira en N, l'évacuation du haut commencera en N et finira en M.

Remarque. — Sur notre dessin, et par une circonstance toute fortuite, les points *n* et *m* se confondent avec *o*, d'où il résulte que les recouvrements à l'évacuation pour les deux côtés sont nuls et que les ouvertures maximum à l'évacuation sont : *oi* pour l'orifice du haut et *oi'* pour l'orifice du bas. Mais si les points *n* et *m* étaient tombés en *n'* et *m'* par exemple, tous deux au-dessus du point *o*, nous aurions eu + *on'* pour recouvrement à l'évacuation du haut;
— *om'* pour recouvrement à l'évacuation du bas;
n'i pour ouverture maximum à l'évacuation haut;
m'i pour ouverture maximum de l'évacuation du bas.

Il est facile de voir que cette construction est applicable à tous les systèmes de transmission de mouvement direct ou renversé. Si notamment la machine avait été à bielle directe, de même le

tiroir, il n'y aurait eu de changé dans la construction ci-dessus que les noms des points du piston.

Les éléments du tiroir ayant été ainsi déterminés d'une manière exacte, le tracé de l'épure sinusoïdale correspondant à cette régulation ne présente pas la moindre difficulté.

Impossibilité d'obtenir de faibles périodes d'introduction avec un tiroir unique. — Dans certaines machines à plusieurs cylindres combinés et notamment dans les machines à trois cylindres introduisant directement la vapeur des chaudières, la durée maximum de l'introduction ne dépasse guère les 0,40. Cette introduction réduite, nécessaire au fonctionnement économique de la machine, ne peut être obtenu à l'aide d'un tiroir unique à cause des fortes périodes de compression et des étranglements de vapeur que déterminerait un semblable tiroir.

En effet, considérons l'épine circulaire (fig. 548) dans laquelle nous nous donnons :

Avance à l'introduction = 0,01 de la course.
— à l'évacuation = 0,1 —
Période d'introduction = 0,40 —

Le recouvrement à l'introduction serait AB et l'ouverture maximum à l'introduction ne serait que BC, quantité qui ne correspond guère qu'au $\frac{1}{3}$ de la course du tiroir. La vapeur d'admission serait donc très étranglée à son passage. Le recouvrement à l'évacuation nécessaire pour produire l'avance demandée est DF, et la période de compression qui résulte forcément de cette dernière quantité, commencerait en G de la course du piston, c'est-à-dire vers les 0,62. Cette compression exagérée et qu'il est impossible de diminuer, sans augmenter l'avance à l'évacuation, occasionnerait une augmentation considérable de la contre-pression et diminuerait par suite le travail moteur. Pour ces motifs, lorsque dans une machine on doit réduire l'introduction au-dessous de 0,55, ce résultat ne peut être obtenu que par l'adjonction d'un autre organe servant uniquement à régler la durée de l'introduction, le tiroir de distribution proprement dit étant réglé comme s'il devait permettre l'introduction pendant les 0,65 ou 0,70 de la course.

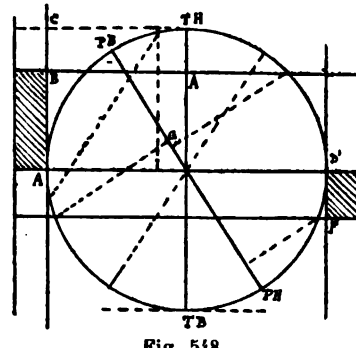


Fig. 548.

RÉGULATION DES DÉTENTES VARIABLES

Conditions auxquelles doit satisfaire une détente variable. — La détente variable est produite par un organe spécial permettant de faire varier, dans de certaines limites, la période d'introduction ; les détentes sont comme les tiroirs de distribution soumises à une régulation.

Quel que soit le système employé, l'organe de détente variable doit être réglé de manière à satisfaire aux conditions suivantes :

1° Permettre à la vapeur de s'introduire dans la boîte à tiroir au moins aussitôt que le tiroir de distribution est arête pour arête à l'introduction et cela afin que l'avance produise tout son effet. Il n'y a pas d'inconvénient à ce que la détente ouvre un peu plus tôt, à la condition toutefois que cette ouverture n'ait pas lieu avant le commencement de la détente fixe ; car si ce fait se produisait il y aurait pour une même course, deux introductions dans le cylindre et on ne recueillerait pas alors tout le bénéfice que l'on recherche dans l'expansion.

2° Fermer l'arrivée de vapeur à des fractions sensiblement égales de la montée et de la descente du piston.

3° L'orifice ou les orifices desservis par l'organe de détente variable doivent se découvrir suffisamment pour que, pendant leur ouverture, l'écoulement de la vapeur se fasse sans étranglement.

Au point de vue de leur mouvement, les détentes variables peuvent se classer en deux catégories : 1° celles qui reçoivent un mouvement intermittent ; 2° celles dont le mouvement est incessant.

Les premières sont mues par des cames ; elles découvrent rapidement les orifices, restent en repos pendant l'introduction, et ferment brusquement pour rester encore au repos pendant la période de détente. Celles de la 2e catégorie sont conduites par des excentriques ou des manivelles ; elles présentent de nombreuses variétés de forme, mais nous ne nous occuperons ici que de la régulation de ceux de ces organes les plus employés en marine et qui sont :

1° Détente conduite par des cames.

2° Détente conduite par un excentrique à calage variable avec barrettes d'écartement fixe.

3° Organe de détente à barrettes d'écartement variable conduit par un excentrique à calage fixe. (Détente Meyer.)

4° Détente produite par le secteur Stéphenson.

Détente variable conduite par des cames. — Le mouvement est communiqué à l'organe de détente par un galet G roulant sur une came C (fig. 549) clavetée sur l'arbre de couche ; l'axe du galet est solidaire de la tige d'une soupape ou d'une valve, dont la ferme-

ture intercepte la communication entre l'arrivée de vapeur et la boîte à tiroir.

Si nous supposons qu'un moment avant l'arrivée du piston à l'un de ces points morts, le galet ait franchi la partie courbe *ab* de la came, la soupape sera ouverte et la vapeur affluera dans la boîte à tiroir pendant tout le temps que la partie *ac*, concentrique à l'arbre, passera dans le galet, mais dès que la courbe *cd* se présentera, le galet glissera sur ce plan incliné, se rapprochera du centre de l'arbre et la soupape tombera sur son siège. Pendant tout le temps que la partie *db'* concentrique à l'arbre passera sous le galet, la soupape restera immobile sur son siège, et par suite il n'y aura pas d'introduction dans la boîte à tiroir. L'autre came *ba'c'd'* qui est à peu près diamétralement opposée à la première déterminera un mouvement semblable.

La course de l'organe est évidemment égale à la saillie *a'b'* ou *cd* de la came mesurée sur le rayon *oa'*, et la période d'introduction dépend de l'amplitude de l'arc *a'c'*. Le manchon claveté sur l'arbre porte plusieurs cames, chacune d'elles correspond à une introduction différente; par suite, pour faire varier la détente il suffit de faire rouler le galet sur la came déterminant la période d'introduction qu'on se propose de produire. Ce résultat est obtenu par la manœuvre du volant *v*.

Fig. 549.

Remarque. — Il arrive fréquemment que les renvois de mouvement des soupapes ont un assez grand jeu, de sorte que la fermeture complète a lieu un peu avant que le galet vienne porter sur la partie *db'* du manchon.

Détente conduite par un excentrique à calage variable. — Les organes conduits par un excentrique à calage variable peuvent se diviser en deux genres : 1° l'organe ouvre en grand à bout de course; 2° l'organe ouvre en grand à mi-course.

Au point de vue de la régulation, le premier genre peut être considéré comme un tiroir T (fig. 550) glissant sur un orifice *o* pratiqué sur le dos de la boîte à tiroir.

Supposons que l'angle de calage et les recouvrements de ce tiroir aient été déterminés pour donner une période d'introduction un peu inférieure à celle fournie par le tiroir de distribution tout en procurant une même avance à l'introduction que ce der-

nier. Si l'excentrique de détente E est monté fou sur l'arbre, à côté d'un tourteau claveté T' portant une rainure *ab* dans laquelle s'engage un bouton *a* solidaire de l'excentrique, on pourra augmenter ou diminuer à volonté l'angle d'avance de cet excentrique. Or, nous avons vu dans l'étude du tiroir, qu'une augmentation de l'angle d'avance produisait une augmentation des avances et une diminution dans la période d'introduction. On pourra donc régler la position de l'excentrique, par rapport au tourteau, pour que le tiroir de détente ferme son orifice à tel point que l'on voudra de la course du piston, on est seulement limité par la condition de

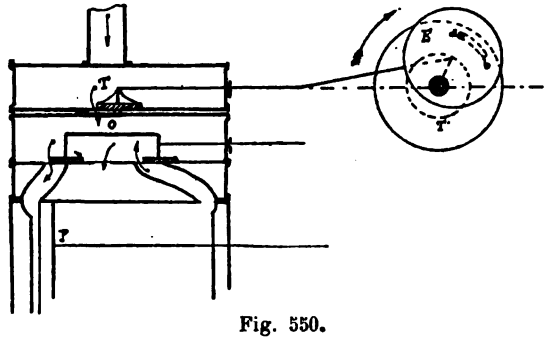


Fig. 550.

ne pas faire ouvrir le tiroir de détente, à l'introduction, avant le commencement de la détente naturelle.

Afin de donner une faible course au tiroir de détente et pour déterminer rapidement une grande section d'ouverture, l'organe de détente se compose généralement de plusieurs barrettes reliées entre elles par la même tige, chacune d'elles desservant un orifice,

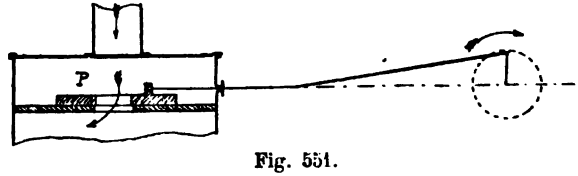


Fig. 551.

Le deuxième genre qui, comme le précédent, est conduit par un excentrique à calage variable, se compose en principe d'une plaque P (fig. 551) percée vers son milieu ; cette plaque glisse sur les orifices les ouvrant et les fermant en même temps. Cette catégorie comprend : les détentes à plaques du Creuzot, les détentes à pistons pleins et à piston creux d'Indret.

Sur la figure 551, un orifice communiquant avec la boîte à tiroir;

à mi-course l'orifice de la plaque est en regard de celui de la glace et à bout de course, et même un peu avant, l'orifice de la glace est totalement recouvert par la partie pleine de la plaque.

La variation de la période d'introduction s'obtient également par le changement de calage de l'excentrique ; on comprend facilement, en effet, que si le tiroir de détente arrive plus tôt à fin de course, par rapport à la marche du piston, la détente commencera plus tôt. Il suffira par suite d'augmenter l'angle d'avance pour diminuer la période d'introduction. Le plus ordinairement les orifices du tiroir de détente et de la plaque flottante sont multiples, mais tous ouvrent et ferment en même temps.

Organe de détente à barrettes d'écartement variable conduit par un excentrique à calage fixe (*Détente Meyer*). — Ce système très employé aujourd'hui pour modifier l'introduction de vapeur dans la plupart des machines Woolf, se compose de deux plaques ou blocs A et B (fig. 552) d'écartement variable réunies par une même tige, laquelle reçoit son mouvement d'un vilebrequin de l'arbre des tiroirs ou d'un excentrique spécial claveté sur l'arbre de couche. La tige porte deux filets de pas contraire auxquels les plaques servent d'écrous, et en faisant tourner cette tige, soit dans un sens soit dans l'autre, on éloigne ou on rapproche ces plaques l'une de l'autre.

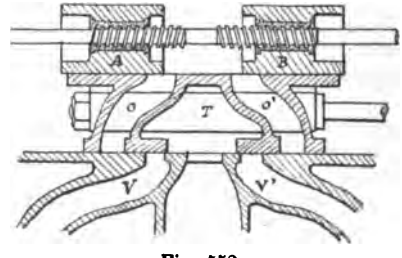


Fig. 552.

Le dos du tiroir de distribution T est parfaitement dressé et sert de glace aux plaques de détente, lesquelles masquent ou démasquent les orifices *o* et *o'* pratiqués dans ce tiroir.

La vapeur affluente arrive entre les deux blocs A et B et par suite les arêtes intérieures *g* et *h* de ces pièces sont les arêtes d'introduction ; les barrettes de détente ont d'ailleurs une longueur suffisante pour que les arêtes extérieures ne viennent jamais démasquer les orifices *o* et *o'*.

Habituellement la course de la détente est un peu plus petite que la course du tiroir de distribution et l'angle de calage de l'excentrique de détente est de 65 à 70 en avant de la grande manivelle, tandis que celui du tiroir de distribution est de 125 à 130 en avant de cette même manivelle (hypothèse d'un tiroir en coquille).

Pour bien comprendre la marche simultanée des tiroirs de distribution et des plaques de détente, imaginons que les bielles sont infinies et supposons en outre que les tiroirs de distribution et de

détente ayant été amenés simultanément à mi-course les recouvrements des blocs de détente soient nuls c'est-à-dire que la distance des arêtes intérieures des blocs soit égale à l'écartement des arêtes intérieures des orifices O et O'.

Soit OM (fig. 553) la position de la grande manivelle à son point mort ; si nous déplaçons successivement les rayons d'excentrique de la détente et du tiroir de leur position mi-course, en portant le premier à gauche dans la position *oa* et le second à droite dans la position *ob* de manière que l'angle MO*a* = 70° et MO*b* = 130° (ces angles étant ceux qui conviennent au calage des excentriques pour la machine que nous considérons), nous voyons que l'organe de détente est à gauche de sa mi-course d'une quantité *oc* et le tiroir de distribution à droite de la sienne d'une quantité *od*. L'orifice *o* du tiroir (fig. 553) est par suite actuellement ouvert de toute la quantité *oc* + *od*.

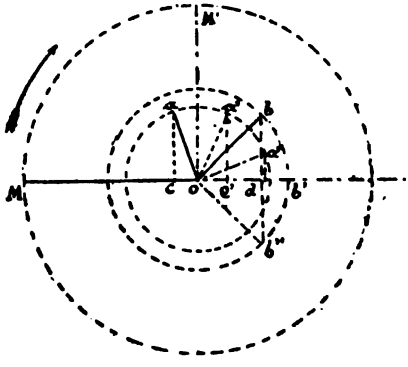


Fig. 553.

La rotation s'effectuant dans le sens de la flèche, le tiroir de distribution et celui de détente vont tous les deux marcher vers la droite jusqu'à ce que le premier soit arrivé à bout de course sa manivelle en *ob'* ; à ce moment, la manivelle du tiroir de détente sera en *oa'* et l'orifice *o* du tiroir sera découvert de la quantité *c'b'*.

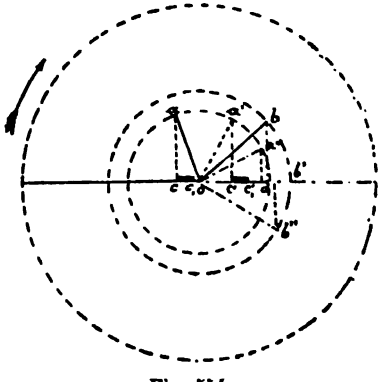


Fig. 554.

La rotation se continuant, le tiroir de distribution viendra sur la gauche tandis que celui de détente continuera à s'avancer vers la droite ; l'arête du bloc (fig. 552) se rapprochera par suite de l'arête de l'orifice et ces arêtes seront en regard l'une de l'autre pour les positions *oa''* et *ob''* (fig. 553) des deux manivelles, c'est-à-dire lorsque les projections, sur la ligne des points morts, des points

a'' et *b''* se confondront. La détente commencera en ce moment.

Les recouvrements des blocs de détente ayant été supposés nuls, les arêtes de chaque bloc par rapport à celles de l'orifice correspondant seront en regard en même temps; si la rotation se continue, l'orifice *o'* s'ouvrira dès la fermeture de l'orifice *o* et l'avance à l'introduction par l'orifice *o'* commencera à ce moment.

Cette très grande avance de la détente n'occasionne d'ailleurs aucun inconvénient, car la vapeur ne pourra évidemment pénétrer dans le cylindre par l'orifice V', que lorsque le tiroir de distribution sera à l'avance à l'introduction.

La durée de l'introduction par l'orifice *o* à partir du point mort du piston, aura lieu pendant que la manivelle de détente a parcouru l'arc *aa''*. Par suite si nous faisons avec OM un angle MOM' égal à *aoa''* nous aurons en OM' la position occupée par la grande manivelle au commencement de la détente.

Il est facile de comprendre que la période d'introduction pourra être déterminée si l'on rapproche les deux blocs A et B et qu'elle sera au contraire augmentée si on les éloigne.

En effet, si nous rapprochons les blocs de manière à déterminer un recouvrement positif, il est évident que, pour la position du piston au point mort, l'orifice *o* (fig. 552) ne sera plus découvert de la quantité *cd* (fig. 554) mais bien de cette quantité diminuée du recouvrement soit de c_1d (si cc_1 est la grandeur de ce recouvrement).

Pour la position du point mort haut du tiroir, la section d'ouverture de l'orifice *o* sera de c'_1b' au lieu de $c'b'$ qu'elle était avant le rapprochement des blocs.

Enfin, la fermeture de l'orifice *o* aura lieu pour les positions *oa'* et *ob''* des rayons de la détente et du tiroir, c'est-à-dire lorsque la distance entre les projections des points *a''* et *b''* sur la ligne des points morts, sera égale au recouvrement produit.

L'arc *bb'b''* qui mesure la durée de l'introduction est visiblement plus petit sur la figure 554 que sur la figure 553; il en résulte donc que la période de détente augmente avec le rapprochement des blocs et diminue avec leur écartement.

Explication élémentaire du jeu du secteur Stéphenson. — Suivant que les bielles d'excentriques sont croisées ou décroisées, lorsque l'angle du toc est tourné du côté de la coulisse, les secteurs sont dits à bielles croisées ou à bielles décroisées.

Si le secteur était simplement destiné à servir d'organe de renversement de marche, c'est-à-dire, si l'on fonctionnait constamment avec le secteur à sa suspension extrême, la forme de la coulisse devrait être faite simplement en vue de faciliter le déplacement du tiroir; à la rigueur cette coulisse pourrait être réduite à une simple tringle droite réunissant les deux pieds des bielles et possédant une rainure dans laquelle serait engagé le bouton d'entraî-

nement de la tige du tiroir. Mais si l'on veut que le secteur puisse être utilisé à faire en outre varier le degré d'introduction, il faut que le secteur ait une forme particulière permettant au tiroir de se déplacer également à droite et à gauche de sa demi-course, afin de conserver les mêmes rapports entre les ouvertures, maximum des orifices, quel que soit d'ailleurs le point de suspension du secteur.

Secteur à bielles décroisées. — Considérons le piston en haut de sa course ; sa manivelle en OM (fig. 555) soit *oav* le rayon d'excentrique pour la marche N et *oar* celui de la marche R. Supposons que les pieds B et C des bielles reliés entre eux par une

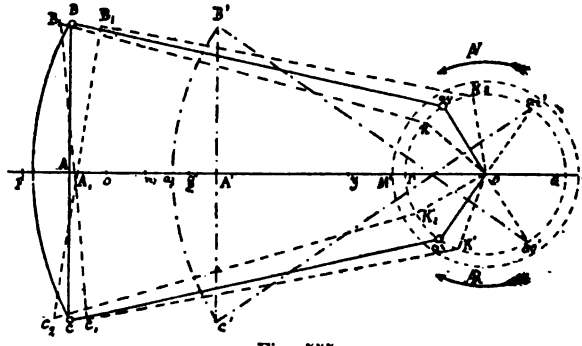


Fig. 555.

simple tringle droite BC et admettons pour l'étude sommaire que nous nous proposons de faire que la bielle de suspension étant articulée au milieu de la tringle BC ait une longueur suffisante pour que la trajectoire de son pied A puisse être considérée comme droite et parallèle à *xy*. Des points FOG comme centres, avec la longueur de la bielle d'excentrique comme rayon, décrivons les arcs de cercle qui coupent la direction *xy* de la tige du tiroir aux points *fog*. Le bouton d'entraînement de la tige du tiroir conduite par l'une des extrémités de la coulisse BC accomplira sa course de *f* en *g* et sa mi-course en *o*. Plaçons la tringle BC à une demi-suspension, la trajectoire du pied de la bielle de suspension se confondra avec *xy*, et la grande manivelle sera en *o*M, le bouton d'entraînement de la tige du tiroir sera en A sur *xy*. Si nous faisons faire une demi-révolution à la machine, dans le sens de la flèche N, la grande manivelle viendra en *o*M', les rayons d'excentrique en *oar'* et *oav'*, la tringle en B'C' et le bouton d'entraînement de la tige du tiroir en A'. Ainsi qu'on peut facilement s'en rendre compte, au moyen d'une construction graphique très simple pour les deux positions opposées des rayons d'excentricité

que nous venons de considérer et qui correspondent aux deux points morts de la grande manivelle, le tiroir est à fin de course et son parcours est égal à la distance AA', lorsque le distributeur est conduit par le milieu de la coulisse.

En effet, si nous partons des deux positions primitives *aov* et *aor* des rayons d'excentricité et si nous supposons un déplacement élémentaire dans le sens de la marche $\mathcal{N}$, déplacement tel que les centres *av* et *ar* viennent respectivement en K et K', la position B_1C_1 de la tringle BC s'obtiendra en décrivant des arcs de cercle ayant pour rayon la longueur des bielles et pour centres les points K et K', puis en plaçant sur *xy*, le milieu d'une règle de longueur BC ; les extrémités de cette règle venant en tâtonnant coïncider avec les arcs tracés précédemment, à l'aide de cette construction, on constatera que le point milieu A du secteur s'est déplacé sur la droite et est venu prendre la position A_1 ; il est visible que ce déplacement s'effectuera toujours du même côté, car dans le déplacement que nous avons imprimé aux deux rayons d'excentrique, le centre *av* ayant dépassé son point port, tandis que *ar* marche dans la direction de ce point l'arc décrit par *ar* est plus grand que l'arc décrit par *av*, donc le secteur est plus tiré sur la droite que poussé sur la gauche ; donc le point A est un point extrême de gauche, et en continuant le mouvement A viendra toujours du même côté sur la droite en s'accentuant de plus en plus avec le mouvement en $\mathcal{N}$ des rayons d'excentricité. En partant des mêmes positions *av* et *ar* des centres des excentriques, si nous supposons un déplacement élémentaire dans le sens de la marche $\mathcal{R}$ on aura à l'aide d'une construction semblable à celle que nous venons de faire, que la tringle viendra prendre la position B_2C_2 lorsque les centres des excentriques viendront en $K_2K'_2$ et que le milieu de la tringle B_2C_2 se trouvera encore à droite du point A parce qu'il est plus tiré sur la droite que poussé sur la gauche, *ar* ayant dépassé sa demi-course et *av* y allant. Finalement le point A est bien la limite extrême de gauche de la course du point milieu de la coulisse et le tiroir est au point mort lorsque les deux rayons d'excentricité occupent des positions symétriques par rapport à la direction de la tige du tiroir. Dans ces conditions le tiroir et le piston arrivent en même temps à leur point mort de noms contraires et les choses se passent comme si le tiroir était conduit par un excentrique fictif dont l'angle de calage vaudrait 180°. On démontrerait de la même manière que le point A' est bien la fin de course à droite du milieu de la coulisse.

Donc le point milieu de la coulisse sera toujours à fin de course pour les deux positions des rayons d'excentriques indiquées ci-dessus pourvu que ce point se meuve toujours sur la direction *xy* de la tige du tiroir.

De notre démonstration nous pouvons donc conclure les faits importants suivants : Lorsque l'on fait conduire le tiroir par le point milieu d'une coulisse à bielles décroisées,

1° Le piston et le tiroir arrivent en même temps à leurs points morts de noms contraires.

2° La course du tiroir est une quantité AA' plus petite que *fg*. En d'autres termes les choses se passent comme si le tiroir était conduit par un excentrique fictif dont l'angle de calage vaudrait 180° et dont le rayon d'excentricité serait plus petit que celui des chariots montés sur l'arbre.

Si l'on faisait des constructions analogues à celles que nous venons de faire en déplaçant successivement la coulisse à différentes suspensions, on constaterait les faits suivants :

1° Plus le bouton d'entraînement de la tige du tiroir serait éloigné du milieu de la coulisse, plus la course du distributeur augmenterait et se rapprocherait de la quantité *fg*.

2° Pour chaque suspension différente, l'angle de calage de l'excentrique fictif varierait, et se rapprocherait d'autant plus des angles de calage G*oav* et G*oar* que le bouton d'entraînement de la tige du tiroir serait éloigné du milieu de la coulisse. En d'autres termes, nous pouvons conclure des observations précédentes qu'à chaque changement de suspension du secteur correspond une longueur de course et un angle de calage particuliers.

La course diminue de chaque suspension extrême à la demi-*course* suspension et inversement, tandis que l'angle de calage augmente au fur et à mesure que le bouton d'entraînement de la tige du tiroir est rapproché du milieu de la coulisse ; à la demi-suspension cet angle atteint 180°. Ainsi que nous l'avons déjà dit, si le secteur est appelé non seulement à opérer le renversement de marche, mais aussi à faire varier le degré d'introduction, il faut que la courbure du secteur soit telle que le tiroir occupe à sa demi-course la même position sur sa glace quelle que soit d'ailleurs la suspension du secteur. Cette condition est nécessaire afin de conserver les mêmes rapports entre les ouvertures maxima des orifices.

Lorsque nous avons fait usage de la coulisse droite placée à sa demi-suspension, la course du tiroir était AA' et sa demi-course se trouvait en *m* milieu de AA'. Mais quand le tiroir est conduit par un seul excentrique, ou ce qui revient au même, lorsque le secteur est à l'extrémité de sa suspension, cette course est *fg* et sa demi-course est en *o* à gauche du point *m* de la quantité *mo*. Prenons la distance *mo* et portons-là de A en A_1 et de A' en A'_1 sur la gauche des points A et A', l'arc de cercle passant par les trois points Ba_1c ou celui passant par les trois points $B'a'_1c'$ est l'arc du secteur. Dans ces conditions la course du bouton d'entraînement du tiroir se fera de a_1 a a'_1 (distance égale à R) et le milieu de

cette course sera en *o* comme dans le cas du tiroir conduit par un seul excentrique.

Secteur à bielles croisées. — Si nous faisons pour ce secteur (fig. 556) une construction analogue à celle que nous avons faite pour le secteur à bielles décroisées, on remarquera les faits suivants, dans l'hypothèse d'une coulisse droite. 1° Lorsque le secteur est à l'extrémité de sa suspension, ou en d'autres termes lorsque le tiroir est conduit par un seul excentrique, la course du tiroir se fait de *f* en *g* et le bouton d'entraînement est à *o* lorsque le tiroir est à mi-course. 2° Lorsque le secteur est à mi-suspension, les points A et A' sont comme dans la figure 58 les positions extrêmes du bouton d'entraînement de la tige du tiroir ; ils correspondent aux points morts du piston et le point milieu de cette course est en *m* à droite du point *o*. Le tiroir se trouve donc dans les mêmes conditions que s'il était conduit par un excentrique de rayon *m*A plus petit que *o*G et qui serait calé à 180°.

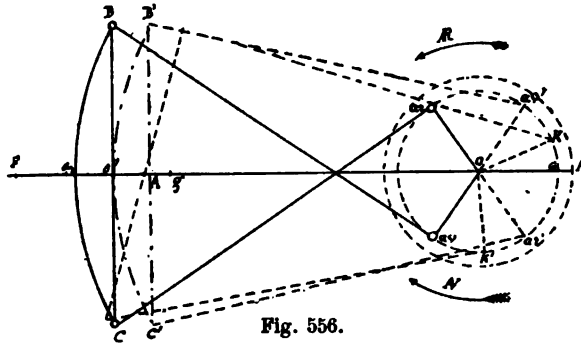


Fig. 556.

Il y a donc, comme dans le cas de bielles décroisées, diminution plus considérable de la course et augmentation de l'angle de calage en passant d'une suspension extrême à la mi-supension. Afin que le tiroir occupe la même position sur sa glace quelle que soit la suspension, nous serons conduits comme dans le cas précédent, à remplacer la coulisse droite par une coulisse courbe ayant pour flèche *mo*. A cet effet portons cette quantité *mo* de A en a_1 et de A' en a'_1, puis faisons passer un arc de cercle par les trois points B'a'_1 et *c'* d'une part et par les trois points Ba_1 et *c* d'autre part, nous aurons ainsi la courbure du secteur. Il importe de remarquer que lorsqu'on rapproche le bouton d'entraînement du milieu de la coulisse, la course du tiroir diminue beaucoup plus rapidement avec les bieilles croisées qu'avec les bielles décroisées.

Avec les bielles croisées, il arrive même souvent, lorsque les

recouvrements sont un peu forts, que le tiroir ne découvre pas les orifices du cylindre, lorsque le secteur est à demi-suspension.

Remarque. — Tant pour les bielles croisées que pour les bielles décroisées, l'ar Ba_1c n'est pas la forme que devrait affecter la coulisse pour que lors d'une suspension quelconque du secteur, le tiroir occupe à une demi-course la même position sur sa glace. La courbure rigoureuse à donner à la coulisse ne pourrait s'obtenir que : 1° en tenant compte de la longueur de la bielle de suspension ou plutôt de la trajectoire du pied de cette bielle ; 2° en recherchant par différentes suspensions la course du bouton d'entraînement et en déterminant l'écart entre le point *o* et le point demi-course correspondant à cette suspension. Le tracé de cette épure est très long et demande beaucoup de soin, et comme, tout compte fait, la courbe que l'on obtiendrait de la sorte s'écarte très peu de l'arc Ba_1c le procédé indiqué plus haut est celui dont on se sert habituellement dans la pratique.

Observations sur l'emploi du secteur à bielles décroisées et du secteur à bielles croisées. — Si le secteur est uniquement destiné à produire le renversement de marche, en fonctionnant constamment avec l'extrémité de la suspension, les bielles pourront être croisées ou décroisées, selon le sens de rotation de l'arbre, mais

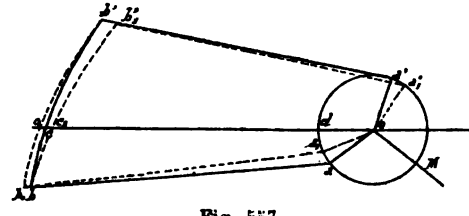


Fig. 557.

faisant en sorte que le secteur soit en bas pour la marche *AI* ou intérieurement à la machine si elle est verticale avec arbre de transmission spécial (type Creusot).

Si le secteur doit servir à faire varier le degré d'introduction avec le tiroir ordinaire de distribution, il faudra employer de préférence le secteur à bielles décroisées ; car, nous avons vu qu'il produit le moins d'étranglements quand on approche de la demi-suspension.

Avec le secteur à bielles décroisées la réduction de l'introduction provient principalement de l'augmentation de l'angle de calage, tandis qu'avec le secteur à bielles croisées, la diminution de l'introduction provient surtout de la réduction de la course, ce qui donnerait lieu à une mauvaise distribution de vapeur.

L'étude des courbes de régulation relevées à différentes suspensions des deux genres de secteur et que nous étudierons plus tard, fera parfaitement ressortir ce que nous venons d'annoncer.

Soit le secteur C à une suspension intermédiaire et supposons la coulisse c au point mort bas. Le mouvement est donné au coulisseau par les deux pieds des bielles des excentriques de rayons oa et oa', on peut considérer son mouvement comme étant le résultat des mouvements partiels que lui imprimerait séparément chacun des excentriques agissant séparément et l'un après l'autre.

Pour que le coulisseau c soit à son point mort bas, il faut que les mouvements que tendent à lui communiquer les pieds des bielles se contrebalancent; c'est-à-dire que la poussée du pied qui le tire en A soit égale et contraire au pied qui le pousse en R. Mais dans la position actuelle, il faut que l'un des excentriques l'emporte et que le coulisseau se déplace suivant son point mort haut. Pour que le mouvement ait lieu dans ce sens, il faut que le rayon oa ne soit pas encore arrivé à son point mort bas. En effet, laissons la bielle $a'b'$ et le rayon oa' immobiles et faisons tourner le rayon oa d'un angle très petit (1° par exemple), il viendra en oa_1 et le secteur tournant autour du point b' prendra la position $b'c_1b_1$. Dans ce déplacement le coulisseau est venu en c_1, un peu en arrière de sa position primitive. De même laissons la bielle ab immobile et faisons tourner le rayon oa' du même angle, il occupera la position oa'_1 ; le secteur tournant autour du point b viendra en bc_2bi' et le coulisseau en c_2 en avant de sa position primitive. Pour que le coulisseau soit poussé et tiré sur la gauche et sur la droite des quantités égales il faudrait que cc_1 fut égale à cc_2, il faut alors que $b'b'_1$ soit plus grand que bb_1 parce que le point c est plus près de b que de b'. Cela exige que le rayon oa' soit plus éloigné de la position od que le rayon oa. A partir de la position oa, si l'on fait tourner les deux excentriques le coulisseau est tiré sur la droite. Tout se passe donc comme si le coulisseau avait été conduit par un seul excentrique de rayon od, et par suite l'angle de calage se trouve augmenté de l'angle aod. Comme conclusion, dans toute suspension intermédiaire, le point mort du tiroir a lieu avant que ao arrive sur la ligne des points morts, et l'angle de calage est augmenté de l'angle qui reste à parcourir à ce rayon pour arriver à la ligne des points morts.

Résumé. — Si l'on rapproche le coulisseau du milieu de la coulisse, l'angle de calage et les avances augmentent, la course et le degré d'introduction diminuent. Employé comme organe de détente, au point de vue économique, le secteur à bielles décroisées, est peu avantageux à cause de la grande avance que prend le tiroir.

Avec le secteur à bielles croisées, comme nous l'avons vu, la diminution de la course est très sensible et les choses se passent comme si l'on augmentait les recouvrements. Il peut même arriver

que la course soit tellement diminuée et les recouvrements peut-être grands, que le tiroir ne découvre pas les orifices. La machine ne saurait donc fonctionner dans des conditions pareilles de régulation. Dans ce secteur la course diminue beaucoup, mais les avances changent peu. Il convient pour les renversements de marche, mais non pour produire la détente s'éloignant sensiblement de la pleine suspension. Dans le secteur à bielles décroisées la course varie peu ; mais les avances sont exagérées, on peut détendre dans une certaine limite ; aussi est-il le plus souvent employé lorsque dans la construction on n'a d'autre but que celui de la distribution.

RELEVÉ DES ÉLÉMENTS NÉCESSAIRES AU TRACÉ D'UNE COURBE DE RÉGULATION DE DÉTENTE

Ce relevé s'effectue exactement de la même façon que pour le tiroir de distribution, le plus ordinairement même, les éléments nécessaires au tracé des deux courbes se prennent simultanément.

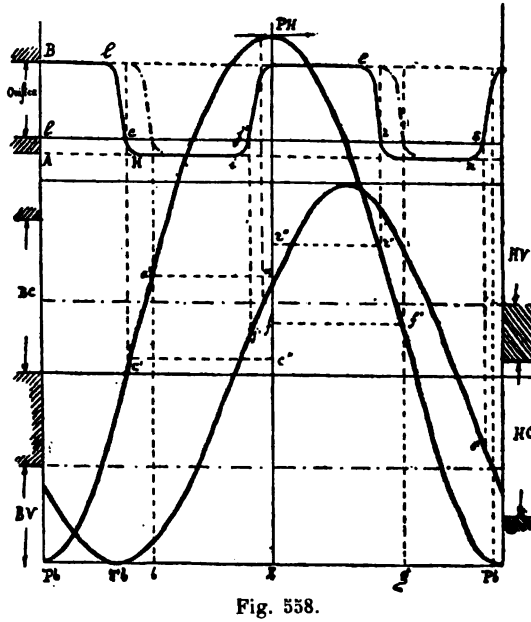


Fig. 558.

Tracé d'une courbe de détente à cames. — La montée et la descente du galet s'effectuant brusquement il sera nécessaire de faire

des stations supplémentaires très rapprochées pendant que le galet roulera sur l'une des courbes de montée ou de chute afin de connaître exactement les mouvements d'ouverture et de fermeture de l'organe.

La courbe de détente se place habituellement au-dessus de celle du tiroir; à cet effet on prend une nouvelle ligne d'abscisses à partir de laquelle on porte la course AB (fig. 558) et sur cette ligne les divisions relevées sur la règle de la détente ; par chacun des points de division ou même des lignes parallèles à la ligne des abscisses jusqu'à la rencontre des ordonnées de numéros correspondants et sur tous les points ainsi obtenus on fait passer une courbe continue B*l*CH*ijkerns*.

La détente fermant à des points différents de la course, suivant la came qui conduit le galet, il sera nécessaire de relever de nouveaux éléments pour chaque came et de tracer une courbe correspondant à chacune d'elles.

Placement de l'orifice. — Ayant placé le galet sur la partie saillante de la came, on mesurera la quantité *h* (fig. 549) dont la soupape se trouve soulevée au-dessus de son siège et on portera cette quantité de B en P, on aura ainsi l'orifice de la détente.

Analyse de l'épure. — Le piston étant au point mort bas la détente est ouverte en grand. En *l*, le galet attaque la came de chute, l'orifice se ferme progressivement et en C il est totalement fermé; le piston a alors parcouru la fraction Z*c*″ de sa course : soit environ les *o*,4.

De *c* en H le galet continue sa descente et les obturateurs recouvrent d'une certaine quantité leurs orifices.

De H en *i* le galet roule sur le pourtour du manchon et l'orifice reste fermé.

De *l* en K le galet court sur la courbe de montée et en *j* l'orifice commence à s'ouvrir. Ce point *j* correspond au point *j*′ de la courbe du tiroir et nous voyons que la détente ouvre un peu avant que le tiroir de distribution, soit arête pour arête à l'introduction haut.

En K la détente est ouverte en grand et le piston est près d'arriver à son point mort haut.

Pendant la course descendante du piston il se passe des faits analogues à ceux que nous venons d'analyser. La détente se forme en *r* alors que le piston a parcouru la fraction PH*r*″ de sa course ; de *r* en *s* l'orifice reste fermé ; en S l'orifice s'ouvre de nouveau et le tiroir est en S′ prêt à ouvrir à l'introduction du bas.

Tracer une came devant produire une période d'introduction donnée. — Soit proposé de tracer une came devant produire la détente aux 0,55 de la course, pour la machine sur laquelle a été relevée la courbe de régulation (fig. 558). Portons sur cette épure

de Z en a et de $\widehat{PH}$ en f les 0,55 de la course du piston et cherchons la valeur, en degrés, des arcs $\widehat{PBb}$ et Zg parcourus par la grande manivelle depuis ses points morts jusqu'à l'instant où la fermeture de la détente devra se produire.

Pour tracer la came il faut se donner les éléments suivants : oh le rayon de l'arbre (fig. 559), hi l'épaisseur du manchon ; $ij = Al$ (fig. 558) la quantité dont l'obturateur recouvre l'orifice ; enfin $iK = AB$ (fig. 559) la quantité dont l'obturateur recouvre

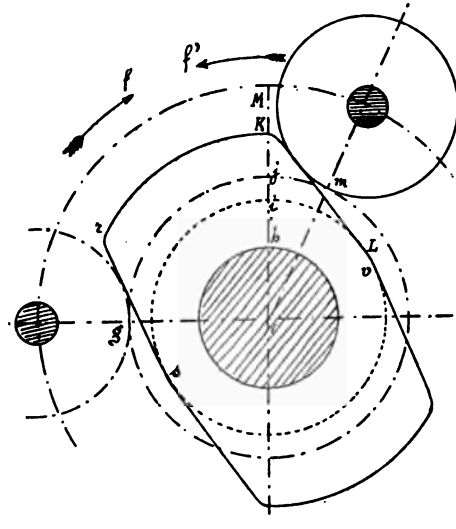


Fig. 559.

l'orifice ; enfin iK ou $Hl = AB$ (fig. 558) la course de la détente. On se donne en outre le rayon du galet lequel doit nécessairement être supérieur à la course iK ou Hl afin qu'au moment où le galet est abandonné par l'une des cames son axe ne puisse être rencontré par une autre came.

Du point o comme centre avec oh, oi, oj et ok comme rayons respectifs traçons quatre circonférences. Admettons que le sens de la marche N est celui indiqué par la flèche f et afin de faciliter le tracé de la came supposons que l'arbre o restant immobile, c'est le galet qui tourne autour de cet arbre dans le sens de la flèche f' ; il est évident que cette hypothèse ne modifie en rien le mouvement relatif du galet par rapport à la came.

Soit OM la position de la grande manivelle au point mort bas ;

faisons avec cette ligne l'angle *Mom* = l'angle d'introduction PB*b* (fig. 558) ; portons de *g* en *u* le rayon du galet et traçons ce dernier. La tangente commune *rs* au galet et à la circonférence extérieure du manchon sera la courbe de chute. La courbe de montée est la tangente K*v* menée au manchon.

Montage du manchon des cames. — La première opération à faire pour ce montage consiste dans la détermination du point d'attache, à cet effet on placera le manchon fou sur l'arbre et on montera l'obturateur de détente ainsi que ses divers renvois de mouvement ; on placera le galet sur la partie saillante de la came et on manœuvrera les écrous du point d'attache jusqu'à ce que la levée de la soupape soit égale à BP (fig. 558).

Le point d'attache ayant été ainsi réglé on procédera au calage du manchon. Pour cela si l'une des cames produit la détente aux o_1b de la course, par exemple, on placera le piston à cette position dans le cylindre, on fera courir le galet sur la came correspondant à cette introduction et on fera tourner le manchon sur l'arbre jusqu'à ce que le galet soit dans une position telle que l'obturateur de détente se trouve arête pour arête à fermer l'introduction. A ce moment on tracera l'emplacement des mortaises et on fixera le manchon ; si les cames sont bien taillées le manchon se trouvera claveté dans la position convenable. Comme moyen de vérification, on pourra fixer provisoirement le manchon dans cette position, faire virer jusqu'à ce que le tiroir de distribution se trouve arête pour arête à l'introduction et voir si l'orifice de détente est ouvert de la quantité accusée par l'épure pour cette position du tiroir.

Tracé d'une courbe de détente l'organe étant conduit par un excentrique à calage variable. — Pour étudier d'une manière complète les variations d'introduction que peut produire ce genre de détente, il faut relever les éléments nécessaires au tracé des courbes qui correspondent l'une à la plus grande et l'autre à la plus petite introduction ; ces deux courbes auront évidemment même forme et elles ne diffèreront que par leur position sur l'épure.

Les recouvrements se prendront comme pour le tiroir de distribution, c'est-à-dire que l'on placera la détente à mi-course et que l'on mesurera la quantité dont les barrettes recouvrent les orifices à ce moment.

Imaginons que la figure 561 représente la position de la détente à mi-course et supposons que ce soit en montant qu'elle introduise pour le haut du cylindre. Dans ce cas, la quantité *ab* sera le recouvrement pour le haut et *cd* le recouvrement pour le bas.

Si l'organe de détente est du système ouvrant en grand à mi-course et que la position indiquée par la figure 63 soit celle de l'obturateur lors de la mi-course de la détente, nous remarquerons

que les orifices ont commencé à s'ouvrir lorsque la plaque de détente se trouvait en dessous de sa position actuelle d'une quantité *np* et qu'elle devra encore monter d'une quantité *mq* pour fermer l'introduction.

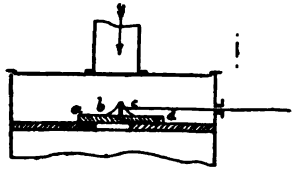


Fig. 560.

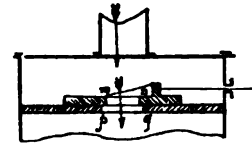


Fig. 561.

Les orifices restent donc ouverts pendant que la plaque de détente parcourt un chemin égal à *np* + *mq* c'est-à-dire égal à la somme des orifices de la plaque de détente et de la plaque de friction.

Tracé et analyse d'une épure de régulation de détente conduite par un excentrique à calage variable. — Cette épure se trace exactement de la même manière que celle du tiroir de distribution ; afin qu'il n'y ait pas de confusion la courbe de détente se place habituellement au-dessus de celle du tiroir mais on pourrait parfaitement leur donner même ligne d'abscisses.

Dans l'épure (fig. 562) la courbe n° 1 appartient à une détente ouvrant en grand à mi-course. Pour la première l'introduction pour le haut vapeur ayant lieu lorsque l'organe de détente se rend vers son haut de course nous porterons le recouvrement *ab* (fig. 560) en VK au-dessus de la ligne mi-course VS et le recouvrement *cd* (fig. 560) en V*u* ; de la sorte les orifices HV et BV seront obtenus.

Le placement de l'orifice pour la courbe n° 2 s'obtiendra en portant *xr* = *mq* (fig 561) au-dessus de la mi-course et *xi* = *pn* au-dessous de cette même ligne.

L'analyse de ces épures s'effectuera d'ailleurs sans difficulté, car si nous considérons la courbe n° 1 nous voyons que au point PB la détente est ouverte de *nt*, l'orifice s'agrandit d'abord puis se rétrécit pour se fermer totalement en *h* alors que le piston est en H' ayant franchi les 0,55 de sa course. En *j* la détente commence à ouvrir la communication avec la boite à tiroir ; ce fait a lieu (ainsi que cela doit être) avant que le distributeur soit arête pour arête à l'introduction haut et après que la détente fixe s'est produite. L'orifice de la détente se referme en *m* lorsque le piston est en M' ayant parcouru environ les 0,53 de sa course descendante.

Enfin, en *p* la détente s'ouvre de nouveau, pendant que le tiroir de distribution produit la détente naturelle.

Pour une semblable période d'introduction, l'angle de calage de la détente est mesuré par PB DB en arrière de la grande manivelle dans le sens de la rotation.

Si l'on veut connaître la période d'introduction minimum que notre détente est capable de déterminer prenons le point L de la courbe du tiroir correspondant à la fin de l'introduction, menons une ordonnée qui rencontre l'arête de l'orifice de détente sur la gauche, jusqu'à la faire passer par le point L'. Cette position de la

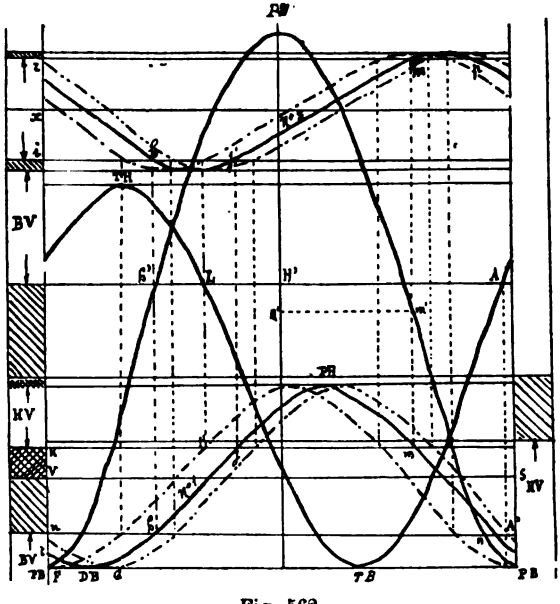


Fig. 562.

courbe correspondra à la plus faible période d'introduction que pourra produire notre organe de détente. En effet, l'angle de calage, qui dans cette position est égal à PBF ne pourrait devenir plus petit sous peine de déterminer une introduction de vapeur dans la boite à tiroir avant le commencement de la détente fixe.

Pour avoir la période d'introduction maximum, prenons le point A de la courbe du tiroir correspondant à l'avance à l'introduction bas, menons une ordonnée qui rencontre l'arête de l'orifice de détente en A' et faisons glisser la courbe de détente sur la droite, jusqu'à la faire passer par le point A'. Cette position de la courbe correspondra à la plus forte période d'introduction que pourra produire l'organe de détente. En effet, l'angle de calage,

qui dans cette position est égal à PBG, ne pourrait devenir plus grand sans déterminer un retard à l'introduction bas.

La longueur FG évaluée en degrés donnera l'amplitude de l'arc que le chariot d'excentrique pourra parcourir.

L'analyse de l'épure n° 2 se fera sans difficulté, nous voyons que la courbe en trait plein n° 2 accuse les mêmes phases de régulation que la courbe n° 1.

Pour la détente ouvrant en grand à mi-course, les courbes correspondant aux périodes d'introduction maximum et minimum, s'obtiendront en procédant par analogie avec ce qui a été fait pour les détentes ouvrant en grand à bout de course. Ces courbes sont tracées en tirets sur l'épure.

Remarque. — Lors de l'établissement d'un tiroir de détente conduit par un excentrique à calage variable, le constructeur peut toujours déterminer les éléments de ce tiroir de façon qu'avec un certain calage, les périodes d'introduction soient égales pour les deux courses; mais, pour un autre calage à l'excentrique, il y aura *forcément* des inégalités dans la durée des périodes d'introduction haut et bas. Ces effets sont dus aux obliquités des boîtes et ils sont d'autant plus marqués que ces obliquités sont plus grandes.

Montage d'une détente conduite par un excentrique à calage variable. — Le point d'attache se réglera d'abord, en agissant exactement de la même manière que pour le tiroir de distribution. Si le chariot d'excentrique est accolé à un tourteau devant être claveté sur l'arbre, ainsi que nous l'avons imaginé (fig. 550) on déterminera la position de ce tourteau en agissant de la manière suivante : on prendra l'avance accusée par la courbe de détente correspondant à la plus faible période d'introduction, on placera le piston au point mort pour lequel cette avance a été mesurée, puis on fera virer le tourteau dans le sens de la marche AV en faisant porter le butoir de l'excentrique au fond de la gorge, jusqu'à ce que l'avance produite par le tiroir de détente soit égale à celle accusée par l'épure.

Comme moyen de vérification on pourra fixer provisoirement le tourteau dans cette position, puis, laissant la machine immobile, on fera tourner le chariot jusqu'à amener le butoir de l'excentrique à l'autre extrémité de la gorge. Si tout est dans de bonnes conditions, l'avance de la détente doit être celle accusée par l'épure pour la plus forte introduction.

Une fois le montage effectué, il convient de prendre des repères analogues à ceux que nous avons indiqués pour faciliter le remontage et la vérification des tiroirs de distribution.

Tracé et analyse d'une épure de régulation de détente à barrettes d'écartement variable conduit par un excentrique à calage fixe. (*Détente*

Meyer.) — **Relevé des éléments nécessaires au tracé de l'épure.** — Le relevé des éléments nécessaires au tracé de la courbe de détente de Meyer s'effectue de la même manière que s'il s'agissait d'un tiroir ordinaire de distribution, seulement, au lieu de placer la détente à mi-course pour mesurer les recouvrements, et afin de pouvoir étudier d'une manière complète les variations d'introduction qu'on peut obtenir avec ce genre de détente, on opère habituellement de la manière suivante.

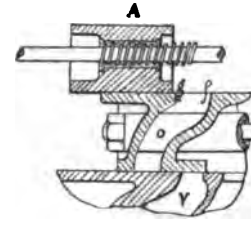


Fig. 563.

On place le piston à l'un de ses points morts (au point mort bas, par exemple) puis on manœuvre la tige de l'organe de détente de façon que les blocs A et B (fig. 564 *bis*) viennent successivement à leur écartement *maximum* et *minimum*. On mesure pour chacune de ces positions des blocs, la quantité *gf* (fig. 563) dont l'orifice *o* est découvert par l'arête *g* du bloc A. On place ensuite le piston à son point mort haut et on mesure de même les quantités dont l'orifice *o'* de la figure 66 *bis* est découvert par l'arête *h* lorsque les blocs sont à leur écartement maximum et minimum. Les quantités ainsi mesurées sont prises en note.

Tracé de l'épure. — L'épure (fig. 564) a été tracée avec les éléments relevés sur la machine du Rigault de Genouilly qui est du système Woolf à bielles en retour à trois paires de cylindres bout à bout avec calage à 120°. La régulation de chacune des paires de cylindres étant la même, nous n'avons tracé que l'épure d'une seule paire de cylindres.

Le tracé des sinusoïdes du piston, du tiroir et de la détente s'effectue comme d'habitude, et, pour ne pas embrouiller la figure, nous avons pris même ligne mi-course pour la sinusoïde du tiroir et de la détente. Les différentes annotations suffiront pour reconnaître et les courbes tant du piston que du tiroir de la détente.

Les tiroirs des grands cylindres, au nombre de deux pour chacun, sont en coquilles à doubles orifices ; ceux des petits cylindres, également en coquille sont à simple orifice. Les tiroirs des deux cylindres d'une même paire sont conduits par un même vilebrequin de l'arbre des tiroirs.

Les régulations produites par les tiroirs de distribution des cylindres admetteur et détendeur ne diffèrent que par le fait de la différence des recouvrements à l'évacuation. Les courbes pour les pistons et les tiroirs de distribution sont par suite communes aux cylindres admetteurs et détendeurs ; l'organe de détente n'agit que pour modifier l'introduction dans le cylindre admetteur. L'angle

de calage de la détente est de 70° en avant de la grande manivelle, tandis que celui du tiroir de distribution est de 134° par rapport

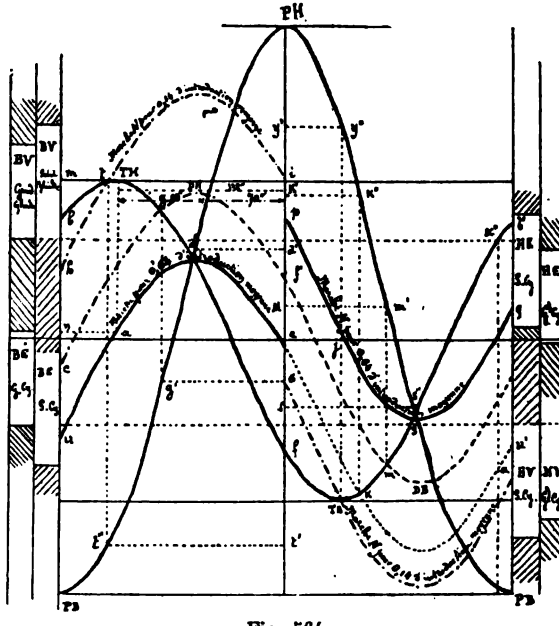


Fig. 564.

à cette même manivelle; par suite la manivelle de détente est en Æ de la manivelle du tiroir de 134°, 70°, 64°.

Analyse de l'épure. — Si nous voulons étudier la régulation de la détente correspondant à l'écartement maximum des blocs portons à partir du point *b* et en dessous une quantité *bu* égale à celle dont l'orifice *o* était découvert par l'arête *g* du bloc A (fig. 563) au moment où le piston étant au bas de sa course, les blocs possédaient leur écartement *maximum*, puis calquons la sinusoïde de la détente et faisons-la glisser verticalement et parallèlement à elle-même jusqu'à ce que son origine *c* vienne passer par le point *u*.

Nous obtiendrons de la sorte la courbe tracée en trait plein pour la mi-course ascendante du piston et en points ronds pour la mi-course descendante.

Portons également sur l'ordonnée PH à partir du point *f* et au-dessus, une quantité *fp* égale à celle dont l'orifice *o'* était découvert par l'arête *h* du bloc B (fig. 564 *bis*) au moment où le piston étant

en haut de sa course les blocs possédaient leur écartement *maximum*, puis calquons la sinusoïde de la détente et faisons-la glisser verticalement et parallèlement à elle-même jusqu'à ce que le point *f'* de cette sinusoïde vienne passer par le point *p*; nous obtiendrons de la sorte la demi-sinusoïde de droite tracée en trait plein.

Analysons d'abord la distribution obtenue, en considérant la sinusoïde de détente qui a son origine en *u*,

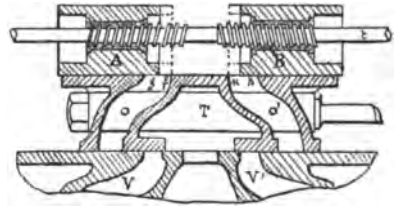


Fig. 564 *bis*.

Au moment où le piston est à son point mort bas, l'orifice *o* du tiroir de distribution (fig. 564 *bis*) est découvert de la quantité *x'' b*. Lorsque le piston commence sa montée, les tiroirs de distribution et de détente montent également et si les vitesses linéaires de ces deux organes étaient les mêmes, la distance entre les arêtes *g* du bloc et *f* de l'orifice (fig. 95 *bis*) resterait invariable, mais il n'en est pas ainsi car, au début, le tiroir de détente monte plus rapidement que le tiroir de distribution, et lorsque ce dernier atteint son point mort haut après avoir monté de la quantité *bm* depuis l'origine du mouvement le tiroir de détente a monté d'une quantité plus grande *nn*. Les arêtes *g* et *f* (fig. 564 *bis*) se sont donc rapprochées l'une de l'autre et leur écoulement actuel est mesuré par $\widehat{TH}$ *a*.

La rotation se continuant, le tiroir de distribution descend, tandis que le tiroir de détente continue sa montée; les deux arêtes *f* et *g* se rapprochent de plus en plus et leur écartement est toujours mesuré sur l'épure, pour un point quelconque de la rotation, par la portion d'ordonnée, correspondant à ce point, comprise entre les deux courbes.

Le point de rencontre *d* des courbes du tiroir et de la détente correspond à l'instant où l'arête *g* du bloc A vient se placer en regard de l'arête *f* de l'orifice; l'introduction par l'orifice *o* cesse à ce moment et la détente commence au point *d'* de la course du piston.

(Sur notre épure et par une circonstance toute fortuite, le tiroir de détente se trouve au point mort haut précisément à ce moment.)

La rotation se continuant, les deux tiroirs descendent avec des vitesses différentes et le tiroir de distribution marchant plus rapidement que celui de détente l'arête *g* recouvre l'arête *f*. Ainsi que nous l'avons déjà dit pour un point quelconque de la rotation,

l'écartement de ces deux arêtes se mesurera par la portion d'ordonnée comprise entre les deux courbes, la distance *fe* mesure notamment la quantité dont l'arête *g* du bloc recouvre l'arête *f* de l'orifice *o* lorsque le piston est au point mort haut.

Au point TB le tiroir de distribution va commencer sa montée tandis que le tiroir de détente continue de descendre, les arêtes *f* et *g* (fig. 564 *bis*) vont donc à la rencontre l'une de l'autre et elles se trouvent en regard au point K, alors que le piston est au point K' de sa course descendante. Cette avance considérable à l'admission dans l'orifice *o* ne présente d'ailleurs aucun inconvénient puisque l'orifice V du cylindre est alors fermé par le tiroir de distribution et que la vapeur ne pourra pénétrer dans le cylindre que lorsque le tiroir de distribution viendra se placer à l'avance à l'introduction.

Cette dernière circonstance se produira au point *x* de la rotation et à ce moment l'arête *g* du bloc A sera au-dessous de l'arête *f* de l'orifice *o*, de toute la quantité *x'x''*. Enfin, au point mort bas du piston l'orifice *o* sera découvert de la quantité *b'u'* = *bu*.

Remarque. — Nous pouvons remarquer que la marche de l'arête *g* du bloc A (fig. 95 *bis*) par rapport à l'arête *f* qu'elle dessert, n'est intéressante à étudier que pendant la course ascendante du piston ; de même la marche de l'arête *h* du bloc B par rapport à l'arête K ne présente d'intérêt que pendant la course descendante du piston. C'est pour ce motif que nous n'avons tracé que la demi-sinusoïde *p,s,g* de la détente, pour la course descendante du piston, et qui est relative à la marche de l'arête *h* sur l'arête K.

Examinons actuellement la marche du bloc B (fig. 564 *bis*) sur l'orifice *o'*.

Ayant constaté qu'au point mort haut du piston l'orifice *o'* est découvert de toute la quantité *fp*, nous remarquerons que lorsque le piston effectue sa détente, les tiroirs de distribution et de détente descendent également, mais avec des vitesses linéaires différentes.

Au point TB, l'orifice *o'* est découvert de la quantité TB*j*, et à partir de ce moment les deux tiroirs vont marcher en sens inverse et cette ouverture deviendra rapidement de plus en plus petite.

Au point S point de rencontre des deux courbes, les arêtes *h* et K sont en regard et la détente commence ; le piston est parvenu au point S' de sa course descendante. A partir de ce moment les arêtes *h* et K vont se recouvrir et lorsque le piston atteindra son point mort bas, l'arête *h* recouvrira l'arête K de toute la quantité *qb'*,

Pour étudier la régulation correspondant à l'écartement *minimum* des blocs, portons la quantité *bh* égale au découvrement de l'orifice *o*, mesuré lorsque le piston était au bas de sa course et

que les blocs possédaient leur écartement *minimum* ; puis traçons la demi-sinusoïde *ude*.

Portons de même *fo* égale au découvrement de l'orifice *o'* mesuré lorsque le piston étant au haut de sa course, les blocs possédaient leur écartement *minimum*, puis traçons la demi-sinusoïde *o y r* de la même manière que nous avons tracé la demi-sinusoïde *p,s,q*.

Au point mort bas du piston, l'orifice *o* du tiroir de distribution est découvert de la quantité *bh* ; les tiroirs de distribution et de détente montent en même temps que le piston et la fermeture de l'orifice *o* a lieu au point *t*. La détente commence par suite dès que le piston est au point *t'* de sa course ascendante.

Au point mort haut du piston, l'orifice *o'* du tiroir de distribution est ouvert de la quantité *fo* ; les tiroirs de distribution et de détente descendent en même temps que le piston et la fin de l'introduction a lieu au point *y* alors que le piston a franchi la portion PH*y'* de sa course descendante (c'est par une circonstance fortuite que le piston *y* se confond avec TB).

Remarque I. — A cause de l'obliquité des bielles, les périodes d'introduction déterminées par le tiroir de détente sont inégales pour les courses ascendantes et descendantes du piston.

Remarque II. — Lorsque l'on dispose l'organe de détente pour de faibles périodes d'introduction, les orifices *o* et *o* du tiroir de distribution sont très peu ouverts pendant l'introduction, de sorte que dans ces conditions l'organe de détente produit, au point de vue de l'écoulement de la vapeur, l'effet que produirait l'étranglement du registre. (Ce fait se remarque sur l'épure (fig. 95) en considérant la courbe qui correspond à 0,14 d'introduction moyenne.)

Remarque III. — La longueur *hu* mesure la marche du bloc A dans le sens de l'axe de la tige de la détente et la longueur *po* celle du bloc B, pour passer de la période d'introduction *minimum ;* si les filets des vis de la tige de détente sont de même pas, on a évidemment $hu = po$.

Le nombre de tours N à faire faire à la tige de détente, pour passer d'une période extrême à l'autre, est donné par la relation $N = hu$.

La détente n'étant pas disposée pour la période d'introduction minimum, par exemple, on obtiendra la courbe de régulation correspondant à un certain nombre de tours ou de fraction de tour, imprimés à la tige de détente, dans le sens de l'écartement des blocs, en portant au-dessous du point *h* et au-dessus du point *o*, des longueurs *hc* et *of'* égales au produit du pas par ce nombre de tours, et en faisant passer les courbes de détente par ces points *c* et *f'*.

L'analyse de ces courbes ne présente d'ailleurs aucune difficulté : l'introduction cesse en G pour la course ascendante, et en M pour la course descendante.

Remarque IV. — Sur beaucoup de bâtiments et notamment sur le *Rigault-de-Genouilly*, l'organe de détente Meyer ne se déclenche pas ; il est par suite intéressant de se rendre compte de la régulation de l'organe de détente lorsque la machine tourne en ℞.

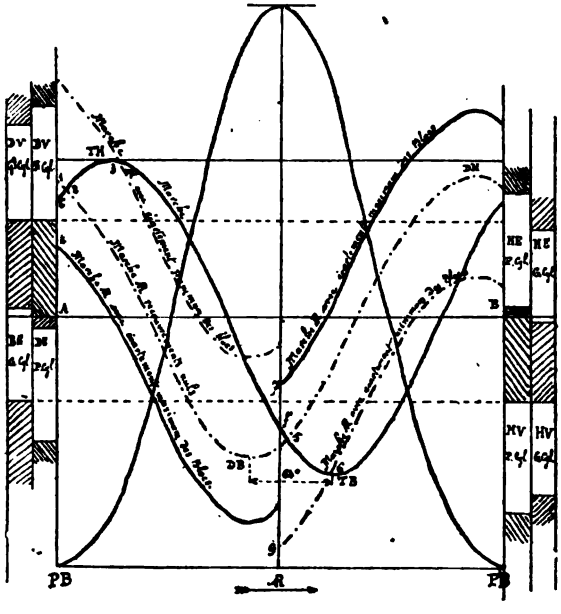


Fig. 565.

Ainsi que nous l'avons déjà dit, sur la machine qui nous occupe, les manivelles de la détente et du tiroir de distribution sont clavetées sur le même arbre et la première est en ℞ de la seconde d'un angle de 64° lors de la marche A̸.

Lors de la marche ℞ c'est évidemment l'inverse qui a lieu, c'est-à-dire que la manivelle de la détente est en avance de 64° sur celle du tiroir.

La figure 565 donne l'épure de régulation du *Rigault-de-Genouilly* pour la marche ℞. Cette épure a été tracée en faisant glisser la courbe de détente sur la gauche, et parallèlement à elle-même d'un angle de 64° × 2 = 128°. De la sorte, l'angle de calage des

manivelles est bien celui qui correspond au sens de la rotation qui nous occupe.

En analysant la courbe qui correspond à des recouvrements nuls (c'est-à-dire celle qui correspond à un écartement des blocs A et B tel que $gf = hK$) (fig. 564 *bis*) nous voyons que au point mort bas du piston, l'orifice *o* du tiroir est encore recouvert de la quantité *bi* et cet orifice ne commence à se découvrir qu'au point *2* c'est-à-dire bien après que le piston a franchi son point mort bas. A partir du point *2* l'orifice *o* reste ouvert jusqu'à la fin de la course ascendante.

De même, l'orifice *o'* (fig. 564 *bis*) ne s'ouvre qu'au point *5* c'est-à-dire après que le piston a franchi son point mort haut ; et, à partir du point *5* l'orifice *o'* reste ouvert jusqu'à la fin de la course descendante. Il y a par suite un *retard* assez considérable à l'introduction lorsque les recouvrements de la détente sont nuls.

Si les recouvrements étaient faits positifs, ou autrement dit si l'on rapprochait les blocs l'un de l'autre, les retards à l'introduction iraient en augmentant et le fonctionnement de la machine deviendrait impossible, ainsi que l'on peut s'en convaincre en examinant la courbe qui correspond à l'écartement *minimum* des blocs.

Au point PB l'orifice *o* serait recouvert de la quantité *b8* et l'introduction ne commencerait qu'au point *3* pour la course ascendante, au point PH l'orifice *o* serait recouvert de la quantité *f'g* et l'introduction ne commencerait qu'au point *6* pour la course descendante.

Si, au contraire, on place les blocs à leur écartement *maximum* on voit que : au point PB, l'orifice *o* est ouvert de la quantité *t1* et cet orifice reste ouvert pendant toute la durée de la course ascendante, au point PH l'orifice *o'* est ouvert de la quantité *f'7* et cet orifice reste également ouvert pendant toute la durée de la course descendante.

Les quantités *b*H et *f'7* étant supérieures aux ouvertures déterminées par le tiroir de distribution sur les orifices V et V' (fig. 564 *bis*) la machine fonctionnera, lors de la marche R, comme si l'organe de détente n'existait pas.

D'après ces remarques nous pouvons conclure que : 1° la détente Meyer ne peut servir que pour la marche *A* ; 2° dans les manœuvres et lors de la marche, il faudra placer les blocs à leur écartement *maximum* afin que l'organe de détente n'empêche pas le départ de la machine.

Tracé d'une épure de régulation obtenue à différentes suspensions du secteur Stéphenson. — Le relevé des éléments, le tracé et l'analyse de l'épure ne présentent rien de particulier. Il est évident que si l'on veut étudier les régulations correspondant à différentes

suspensions du secteur, il faudra prendre de nouveaux éléments pour la courbe du tiroir chaque fois que l'on changera de suspension.

Nous avons vu précédemment que, quelle que soit la suspension du secteur, la forme de la coulisse devait être telle que le tiroir étant placé à mi-course, il occupe la même position sur sa glace. Si ce résultat est obtenu lors du relevé des éléments, les épures relatives aux différentes suspensions pourront se superposer de manière que la ligne mi-course du tiroir soit la même pour toutes les courbes. De cette façon les mêmes orifices et les mêmes recouvrements serviront pour l'analyse des différentes régulations.

Secteur à bielles décroisées. — La figure 566 a été tracée avec les éléments relevés sur une machine pourvue d'un secteur à

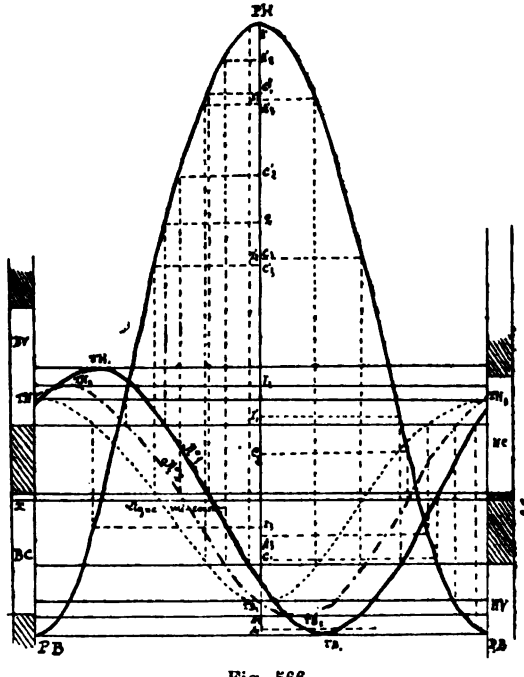


Fig. 566.

bielles décroisées, et pour trois suspensions différentes de ce secteur.

La courbe n° 1 en trait plein correspond à la suspension ex-

trême ; celle du n° 2 en traits interrompus avec points interposés correspond à une suspension intermédiaire et enfin celle n° 3 en points ronds, correspond à la mi-suspension.

Analyse. — Les lettres inscrites sur l'ordonnée du point PH indiquent les différentes phases de la régulation pour les trois courbes.

La lettre A correspond à l'avance à l'introduction bas.
— A' — — haut.
— C correspond au commencement de la compression bas en même temps qu'à l'avance à l'évacuation H.
— C' correspond au commencement de la compression haut en même temps qu'à l'avance à l'évacuation B.
— I fin de l'introduction pour la course ascendante.
— I' — — descendante.

Les lettres ci-dessus portent en outre, en indice, le numéro de la courbe à laquelle correspond le point.

Nous pouvons remarquer que : 1° la courbe n° 1 correspondant à la suspension extrême donne une très bonne régulation.

2° Les avances à l'introduction et à l'évacuation ainsi que les périodes de compression accusées par la courbe n° 2 sont beaucoup trop fortes pour une bonne régulation. La machine pourrait certainement fonctionner avec cette suspension du secteur, mais la vapeur serait mal utilisée.

L'accroissement considérable de l'avance à l'introduction et de la période de compression a pour résultat d'augmenter dans de fortes proportions la valeur de la contre-pression ; en même temps que la diminution de la période d'introduction et l'avance exagérée à l'évacuation diminue considérablement la pression moyenne absolue. Il résulte naturellement, de l'ensemble de ces faits, une très grande diminution dans la valeur de la pression effective, et, par suite, dans le travail produit par coup de piston.

3° La période d'introduction accusée par la courbe n° 3 est excessivement réduite, elle ne correspond guère qu'aux 0,15 de la course, d'autre part, l'avance à l'évacuation et la période de compression commencent vers les 0,6 de la course du piston, et enfin l'avance à l'introduction a lieu alors que le piston a encore environ les 0,15 de sa course à parcourir. Il est facile de concevoir qu'avec une semblable distribution le mouvement de la machine est impossible.

L'étude sommaire que nous venons de faire de l'étude de régulation du secteur à différentes suspensions nous conduit aux conclusions suivantes : 1° l'accroissement de la période de détente, produit à l'aide de cet organe, détermine une *mauvaise utilisation*

de la vapeur par suite des avances et des compressions exagérées qui sont la conséquence de la modification de la suspension.

2° A la mi-suspension du secteur, la régulation devient tellement défectueuse que le fonctionnement de la machine est impossible.

3° La diminution de la course du tiroir occasionne un étranglement de la vapeur à son passage par les orifices, et par suite une dépression de ce fluide pendant l'introduction.

Pour les motifs exposés en 1° et 3°, il est désavantageux de se servir d'une suspension intermédiaire du secteur, pour produire de la détente pendant une machine en route libre. Le fonctionnement à une suspension intermédiaire du secteur ne devra être employé pour modérer l'allure de la machine, que pendant les appareillages, les mouillages et les manœuvres.

Les machines pourvues de secteurs Stéphenson, comme organe de mise en train, possèdent généralement un organe spécial de détente dont il faut faire usage lorsqu'on veut, dans un but d'économie modifier l'introduction.

Secteur à bielles croisées. — La figure 567 a été tracée avec les éléments relevés sur une machine pourvue d'un secteur à bielles croisées, et pour trois suspensions différentes de ce secteur.

La courbe n° 1 en trait plein correspond à la suspension extrême, celle n° 2, en traits interrompus avec points interposés, correspond à une suspension intermédiaire; et enfin celle n° 3 en points ronds correspond à la mi-suspension.

Analyse. — Les différentes lettres inscrites sur l'ordonnée du point PH, ont la même signification que celles inscrites sur la même ordonnée de la figure précédente.

Nous remarquerons que : 1° la courbe n° 1 accuse une régulation satisfaisante; 2° la courbe n° 2 accuse des avances à l'introduction qui, en fraction de la course du piston, sont sensiblement les mêmes que celles accusées par la courbe n° 1. Les avances à l'évacuation et les périodes de compression accusées par cette même courbe, valent en moyenne 0,24 de la course et sont, par suite, beaucoup trop fortes pour une bonne régulation; enfin, la section maximum d'ouverture des orifices, à l'introduction, est très faible, d'où résulte un fort étranglement de la vapeur d'introduction et par suite une diminution de la pression absolue; 3° la courbe n° 3, correspondant à la mi-suspension du secteur, accuse simplement un petit déplacement du tiroir à droite et à gauche de sa mi-course; mais ce déplacement est trop faible pour produire le découvrement des orifices à l'admission. Le mouvement de la machine est par suite impossible avec cette suspension.

Remarque. — Le secteur Stéphenson permet de modifier la durée

de l'introduction pour la marche dans les deux sens, tandis que les autres organes de détente variable, que nous avons étudiés,

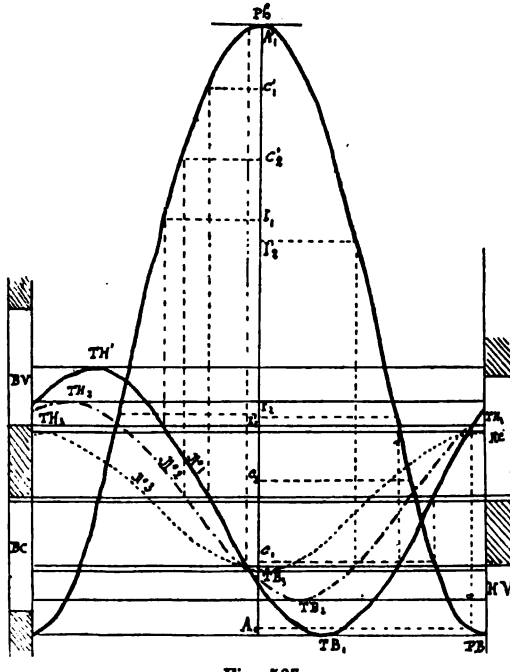


Fig. 567.

sont réglés de manière à ne la faire varier que pour la marche en avant.

Vérification et rectification, à l'aide d'une courbe de régulation, du montage d'un tiroir conduit par un secteur Stéphenson. — Nous venons de voir qu'un changement de suspension du secteur produisait une modification de calage et de la course du tiroir.

Lorsqu'on voudra contrôler la régulation d'un tiroir conduit par un secteur, en se servant d'une épure de régulation prise lors du montage, la première chose à faire sera de s'assurer si le secteur est à la suspension qui correspond à la courbe de régulation dont on doit faire usage. On conçoit facilement qu'un changement dans la longueur de la bielle de suspension provenant de l'usure de ses articulations, vient modifier le point de suspension du secteur et par suite modifier la régulation.

Supposons que la courbe donnée appartienne à un tiroir en coquille et corresponde à la suspension extrême du secteur.

Pour s'assurer que la longueur de la bielle de suspension n'a pas varié, on placera le secteur à sa suspension extrême et on relèvera les éléments nécessaires au tracé de la courbe du piston et du tiroir ; si l'épure tracée à l'aide de ces éléments accuse une courbe et un angle de calage conforme à celui de l'épure donnée, c'est que la bielle de suspension a conservé sa longueur primitive. Mais, si la course accusée est plus faible et l'angle de calage plus grand, c'est que la bielle de suspension est plus courte ; il faudra en conséquence l'allonger jusqu'à ce que la course du tiroir devienne égale à celle accusée par l'épure donnée. Ce résultat obtenu, la vérification, et au besoin la rectification du tiroir, s'effectuera comme il a été dit précédemment pour le cas d'un excentrique à calage fixe conduisant un tiroir dont la tige serait articulée directement au pied de la bielle d'excentrique.

TRAVAIL DES MACHINES

§ 1er. — **Description des indicateurs de pression.** — Ainsi que nous l'avons dit, dans les premières leçons, la loi de la variation de la pression de la vapeur dans un cylindre pendant le fonctionnement de la machine est très complexe et le calcul ne saurait donner le moyen de la déterminer d'une manière rigoureuse. Les instruments connus sous le nom d'*indicateurs* sont les seuls appareils à l'aide desquels il est possible d'obtenir cette loi d'une manière à peu près exacte.

L'indicateur de pression imaginé par Watt pour étudier le fonctionnement des machines à vapeur, a été reproduit et perfectionné par divers inventeurs ; mais les modifications qui ont été apportées à l'instrument primitif ont été surtout nécessitées par l'allure de plus en plus rapide des appareils. La plupart des nouveaux indicateurs reposent encore sur le principe de celui de Watt.

Un petit piston mobile dans un cylindre est relié à un ressort dont les flexions sont proportionnelles aux efforts supportés, est constamment en communication, d'un côté avec le cylindre de la machine à étudier et de l'autre avec l'atmosphère, la tige de ce petit piston actionne un crayon dont les déplacements sont proportionnels aux variations de la pression dans l'indicateur et par suite dans le cylindre. Dans tous les cas, devant le crayon et dans une direction perpendiculaire à celle de son mouvement un papier se déplace d'un mouvement semblable comme étendue à celui du piston de la machine à vapeur qu'on étudie. Grâce à ces dispositions, le crayon trace sur le papier un diagramme où les abscisses

sont proportionnelles à la pression de la vapeur en question ; par suite, la surface du diagramme se trouve proportionnelle au travail développé par la vapeur sur une même face du piston de la machine considérée.

Les indications actuellement le plus en usage dans la marine française sont : 1° l'indicateur de *Paul Garnier* petit modèle ; 2° l'indicateur *Richard* et 3° l'indicateur *Martin*. Tous ces instruments reposent sur le principe que nous avons énoncé plus haut, et la légende explicative donnée pour chacun d'eux permettra de se rendre facilement compte de leur fonctionnement.

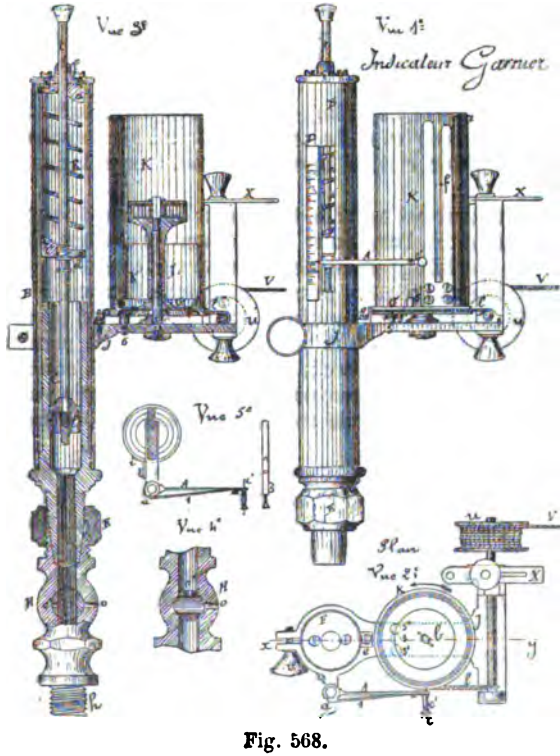


Fig. 568.

Légende de l'indicateur Paul Garnier, petit modèle (fig. 568).

Vue 1. Elévation de l'instrument.

Vue 2. Plan.

Vue 3. Coupe suivant *xy* de la vue 2.

Vue 4. Coupe du robinet de purge.

Vue 5. Coupe indiquant le mode de fixation du porte-crayon sur la tige du piston de l'indicateur.

C. Cylindre à vapeur de l'instrument ouvert à sa partie supérieure.

P. Piston sans garniture frottant d'une manière étanche dans le cylindre C, le dessus de ce piston est constamment en communication avec l'atmosphère et le dessous peut être mis en communication avec le cylindre de la machine ou avec l'atmosphère.

B. Boîte cylindrique fixée au cylindre C par sa partie inférieure qui est filetée. Cette boîte porte une fente verticale destinée à livrer passage et à servir de guide au crayon traceur. Cette fente permet à l'air d'agir sur la face supérieure du piston P.

F. Couvercle vissé sur la boîte B. La tige du piston P traverse librement ce couvercle.

R. Ressort à boudin en acier, soudé à ses deux extrémités sur les talons en bronze *r* et *r'*. Le talon *r* est fixé au couvercle F par deux vis, et le talon *r'* à la tige du piston P sur laquelle il est vissé.

Chaque indicateur est muni de trois jeux de ressorts que l'on met en place à volonté; l'un pour les basses pressions fléchit de 20 millimètres par kilogramme de pression sur 1 centimètre carré; l'autre, pour les moyennes pressions a une flexion de 15 millimètres; enfin le troisième employé pour les hautes pressions ne fléchit que de 10 millimètres par kilogramme de pression sur 1 centimètre carré. Les ressorts sont généralement construits de telle sorte que les flexions par compression sont égales aux allongements par traction, pour le même effort exercé par centimètre carré de surface de piston.

H. Robinet servant de monture à l'instrument, il porte deux tenons taraudés dont l'un *h* se visse sur la tubulure d'un robinet à deux voies, qui communique avec les deux extrémités du cylindre de la machine, et l'autre fait joint étanche avec le cylindre de l'indicateur au moyen d'un emmanchement conique parfaitement rodé. La jonction de ce dernier joint est effectuée par l'écrou E portant deux filetages de pas différents; le serrage est produit par le différence des pas.

Le boisseau et le tournant du robinet H sont percés, sur un côté, d'un petit orifice *o* et *o'* afin de purger l'instrumeut en mettant le dessous du piston P en communication à la fois avec le cylindre et avec l'air libre. Dans la position de la vue 3, le robinet H établit la communication de l'indicateur avec la machine, et les orifices *o* et *o'* ne sont d'aucune utilité. Mais si on place le robinet H dans la position de la vue 4, la communication de l'indicateur avec la machine est interceptée, tandis qu'elle est établie entre le dessous du piston P et l'atmosphère.

d. Douille fixée sur la tige du piston P et en contact avec le dessous du ressort R ; cette douille est destinée à recevoir entre ses collets le porte-crayon A.

A. Porte-crayon en deux parties articulées en *a*. Une de ces parties porte une fourchette dont les deux branches font ressort et pincent fortement la douille *d*; il résulte de cette disposition que le porte-crayon suit rigoureusement le mouvement du piston P. Sur cette première partie est fixé un index *i* qui parcourt les degrés d'une échelle de flexion D fixée à la boîte B.

La deuxième partie, qui est mobile autour de l'articulation *a* porte le crayon traceur *c'*, et une lame d'acier *l* appuie le crayon *c'* sur le cylindre porte-papier K. On relève la partie mobile du porte-crayon dès que le diagramme est tracé.

j. Plate-forme fixée à la boîte à ressort B par un collier que serre la vis *v*. Cette plate-forme sert de support à tout le système d'enroulement de la bande de papier.

G. Poulie à gorge venue de fonte avec une douille très allongée L montée folle sur un axe en acier N qui est fixé sur la plate-forme *j*. L'axe porte une forte embase qui repose sur la plate-forme et qui empêche la poulie de frotter sur ladite plate-forme. La douille L porte à sa partie supérieure un barillet *b*, dans lequel est renfermé un ressort d'horlogerie dont l'une des extrémités est fixée à la paroi du barillet *b* et l'autre à l'axe N. Un cylindre en laiton K' qui ne monte pas tout à fait jusqu'à la hauteur du barillet *b*, pour permettre de changer facilement le ressort d'horlogerie est soudé sur une amorce venue de fonte avec la poulie G. Ce cylindre est destiné à recevoir à frottement le cylindre porte-papier K.

K. Cylindre porte-papier emmanché à frottement sur le cylindre K'. Il porte une petite entaille 5 à sa partie inférieure dans laquelle vient se loger la tête aplatie d'une petite vis pour déterminer sa position.

La bande de papier enroulée sur le cylindre K a ses deux bouts maintenus par la fourchette *f* dont les branches font ressort et qui est fixée au cylindre K par quatre petites vis.

Q. Petit arbre en acier, supporté parallèlement à la plate-forme. Cet arbre est percé, près du palier 2, d'un petit trou fraisé, dans lequel se fixe par un nœud, le bout d'une corde à boyau *l* qui s'enroule sur tout le pourtour de la poulie G et s'y fixe en passant par un petit trou derrière lequel on fait aussi un nœud. La petite équerre *e* fixée sur la plate-forme par une vis, sert de guide à la corde à boyau pour l'empêcher de sortir de la gorge de la poulie G.

Sur l'autre extrémité de l'arbre Q, en dehors de la plate-forme *j*, est montée une poulie en bois *u* sur laquelle est fixé et enroulé le cordon V, dont l'autre extrémité s'accroche sur la tige de piston de la machine sur laquelle on prend le diagramme.

X. Guide qu'on emploie au besoin pour empêcher le cordon V de se décapeler de la poulie *u* pendant l'enroulement.

3 et 3' sont deux petites vis à tête ronde, constituant les points d'arrêt du système porte-papier et limitant son mouvement de rotation.

La vis *3* est fixée sur la plate-forme *j* et la vis *3*, sur la poulie à gorge G. Ces deux vis sont représentées en pointillé sur la vue 2 au moment où elles sont en contact, l'instrument étant au repos. Le cylindre porte-papier K ne peut pas faire un tour complet à cause des branches de la fourchette *f*, qui rencontreraient le crayon de l'indicateur.

Si on tire sur le cordon V on fait tourner la poulie *u* et avec elle l'arbre Q qui enroule la corde à boyau *l* ; celle-ci entraîne la poulie G et le ressort d'horlogerie enfermé dans le barillet prend de la bande. Dans ce mouvement, lorsque la vis *3'* est venue en *3''* (vue 2) le système d'enroulement ne peut plus tourner et, si c'est le piston de la machine qui tire sur le cordon V, il faut que ce piston ait terminé sa course un instant avant. Lorsque le piston de la machine revient sur ses pas, le ressort d'horlogerie rappelle tout le système, la poulie G enroule la corde à boyau *t*, et cette dernière oblige l'arbre Q et par suite la poulie en bois *u* à tourner ; cette dernière enroule alors le cordon V à mesure que la tige du piston de la machine lui donne du mou.

Il résulte naturellement de cette disposition que le mouvement de la poulie G et par suite celui du cylindre porte-papier K est exactement proportionnel à celui du piston moteur.

Pour donner au ressort d'horlogerie une bande convenable avant de se servir de l'instrument, on enlève la vis *3''* de la poulie G puis on fait tourner le cylindre K à la main dans le sens de la flèche de la vue 2 et lorsque le ressort fait une résistance suffisante, la vis *3'* est remise en place dans son trou qui doit alors dépasser la vis *3* ; après quoi le cylindre K étant laissé libre, la tête de la vis *3'* vient porter sur celle de la vis *3* et le ressort reste bandé. Ce n'est qu'après cette opération que la corde à boyau *1* est mise en place dans la gorge de la poulie G.

Indicateur Richard. — Cet indicateur est représenté par la figure 569.

C. Cylindre de l'indicateur ouvert à sa partie supérieure : il est monté sur un robinet de purge H semblable à celui de l'indicateur *Garnier* précédemment décrit ; le serrage du cylindre C avec le robinet de purge s'effectue au moyen de l'écrou à oreilles E.

P. Piston de l'indicateur, sans garniture, et ajusté à frottement doux dans le cylindre C. La tige *t* est vissée sur le piston P et porte à son extrémité supérieure une petite douille *3* qui peut tourner autour de la tige, mais qui est fixée dans le sens de l'axe.

Ce double résultat est obtenu au moyen de deux vis taraudées dans la douille et dont les extrémités s'engagent dans une rainure circulaire pratiquée au bout de la tige *t*.

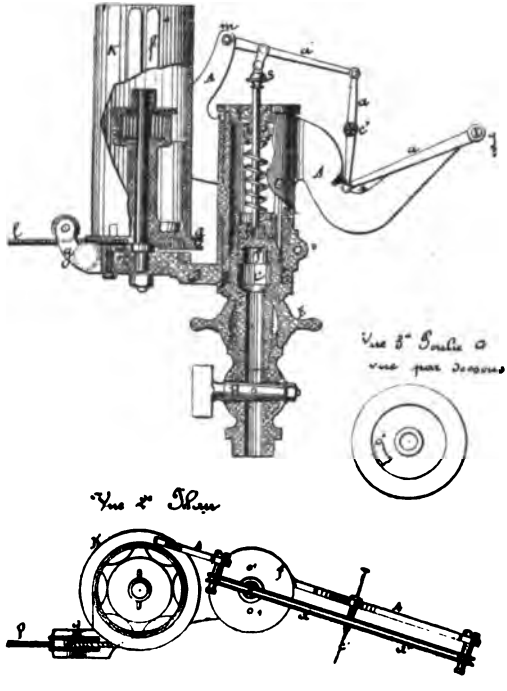


Fig. 569.

B. Boîte à ressort en bronze vissée par sa partie inférieure sur le cylindre C et fermée à sa partie supérieure par le couvercle à vis F. Ce couvercle est percé d'un trou central pour le passage de la tige *t* et de deux petits trous *o1* qui permettent à l'air de pénétrer dans le cylindre C au-dessus du piston P.

R. Ressort à boudin en acier, soudé à ses deux extrémités sur des écrous en bronze *r* et *r'*; le premier *r* se visse sur le couvercle F et l'autre *r'* sur la tête du piston P. L'indicateur *Richard* possède généralement quatre jeux de ressorts qu'on met en place à

volonté, et dont les flexions mesurées au placement du crayon C' sont de 6, 10, 15 et 20 millimètres pour 1 kilogramme de pression par centimètre carré de surface du piston P.

A. Double bras courbe servant de support au système porte-crayon. Ce double bras porte une douille qui s'engage à frottement doux dans la boîte à ressort B, et qui est maintenue, dans le sens vertical, entre une embase de la boîte B et son couvercle F ; cette douille est mobile autour de la boîte B.

a, *a'*, *a''*, système de mouvement du crayon traceur. Le crayon C' est fixé au milieu de la tringle *a* qui relie les deux balanciers *a'* et *a''* articulés, d'autre part, sur des tourillons portés par les deux branches du bras courbe A. Le mouvement du crayon *c'* s'effectue suivant une ligne sensiblement droite et parallèle à l'axe du cylindre C. La petite menotte *2* s'articule sur la douille *3* et en un point situé au quart de la longueur du balancier *a'*, à partir de l'axe d'oscillation *m*.

Le chemin parcouru par le crayon *c'* est, par suite, quatre fois plus grand que la flexion du ressort R. Pour appuyer ce crayon sur la bande de papier enroulée sur le cylindre K, on fait tourner le double bras A autour de la boîte B. (Sur notre figure le crayon est écarté du cylindre porte-papier.)

J. Plate-forme sur laquelle est monté le système d'enroulement de la bande de papier. Cette plate-forme est munie d'une haute douille fendue qui s'emmanche sur le cylindre B avant que celui-ci ne soit mis en place et que l'on serre au moyen de la vis *v*. Dans le sens vertical, la douille de la plate-forte est emprisonnée entre l'embase du cylindre *e* et celle de la boîte à ressort B.

G. Poulie à gorge, en tout semblable à celle décrite pour l'indicateur *Garnier*.

g. Guide-corde muni d'un collier emmanché à frottement sur une partie cylindrique en relief de la plate-forme J.

K. Cylindre porte-papier, en tout semblable à celui de l'indicateur *Garnier*.

l. Cordon de l'instrument enroulé sur la poulie à gorge G et passant dans le guide-corde G entre deux galets placés verticalement.

Pour limiter le mouvement de rotation du cylindre porte-papier K lequel ne doit pas faire un tour complet à cause de la fourchette *f* qui serait rencontrée par le crayon *c'*, le dessous de la poulie à gorge G possède une excroissance de métal *5* (vue 3) qui remplace la vis fixée sur le dessous de cette même poulie dans l'indicateur *Garnier* et sur la plate-forme J est fixée une vis *4* qui a la tête en dessous et dont l'extrémité sert de butoir à l'excroissance de métal dont il est parlé plus haut.

Pour donner de la bande au ressort d'horlogerie renfermé dans le barillet, on desserre en partie la vis *4* jusqu'à ce qu'on puisse faire tourner le cylindre porte-papier K à la main; puis quand le

ressort fait une résistance suffisante, la vis 4 est resserrée, le cylindre K est laissé libre et son butoir vient s'appuyer sur l'extrémité de la vis ; le ressort reste ainsi bandé.

Le développement du mouvement de rotation du cylindre porte-papier est toujours le même, quelle que soit la longueur de la course du piston de la machine, ce développement est dans tous les cas, bien inférieur à cette course ; aussi est-il nécessaire d'employer une transmission de mouvement pour faire conduire le cordon *l* par une pièce ayant un mouvement semblable à celui du piston moteur.

Indicateur Martin. — Cet indicateur est représenté en figure 570 à l'échelle 1/2.

Vue 1. Élévation avec déchirure suivant l'axe du cylindre ;

Vue 2. Plan de l'instrument ;

Vue 3. Coupe dans le porte-crayon (au double de la grandeur naturelle).

c. Cylindre de l'instrument en tout semblable à celui de l'indicateur *Richard* et possédant comme lui un robinet de purge qui y est relié de la même manière.

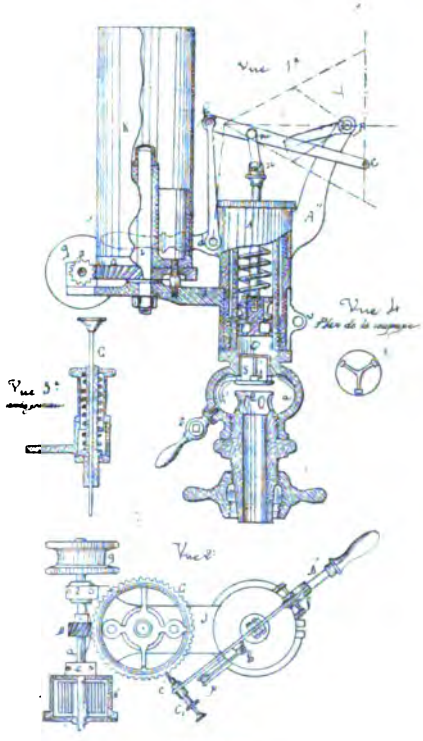


Fig. 570.

P. Piston de l'indicateur, le piston est creux et complètement fermé. Un petit réservoir d'huile est ménagé sur le dessus du piston et deux rainures sont pratiquées sur son pourtour pour assurer son étanchéité.

a. Chambre à vapeur séparée du cylindre *c* par la soupape S.

S. Soupape à trois croisillons portant des talons *t* qui empêchent la soupape de fermer complètement l'orifice inférieur du cylindre *c*.

Au repos, la soupape *s* repose sur la pièce *e*. Le premier choc de la vapeur se fait sur la soupape, et le piston est ainsi soustrait aux effets d'inertie qui seraient la conséquence du choc. La partie libre de la section annulaire autour du siège de la soupape est suffisante pour qu'il n'y ait pas de différence entre la pression dans le cylindre de l'indicateur et dans celui de la machine.

Pendant la période d'évacuation, la soupape *s* retombe sur la pièce *e*, ce qui augmente la section des orifices.

r. Robinet de purge de la chambre *a* et par suite du cylindre C.

R. Ressort à boudin, fixé exactement de la même manière que dans l'indicateur *Richard*.

A. Douille mobile sur la boîte à ressort, et portant deux bras A et A' sur lesquels sont articulés les bielles du parallélogramme qui guident le crayon traceur *d*, *f*, *m*, *h*, *c'*, *p* système du mouvement du crayon traceur. Le crayon C' est fixe à l'extrémité C' d'un balancier *fc'* articulé d'une part sur la tige du petit piston de l'indicateur par l'intermédiaire de la menotte *mn*, et, d'autre part sur le bras A' par l'intermédiaire du balancier *df*. Le point d'articulation *m* de la menotte est situé au quart du balancier *fc'* à partir du point *f* de sorte que la course du crayon est quadruple de la flexion du ressort R. La direction rectiligne du crayon est assurée par le balancier *ph* articulé d'une part en un point *h* du balancier *fc'* et, d'autre part, à l'extrémité du bras A'' de la douille mobile A.

J. Plate-forme sur laquelle est monté le système d'enroulement de la bande de papier. Cette plate-forme est maintenue de la même manière que dans l'indicateur *Richard*.

K. Cylindre porte-papier monté à frottement sur la pièce *g* laquelle porte une longue douille qui est enfilée sur l'axe *i* fixé sur la plate-forme.

G. Engrenage hélicoïdal, monté fou sur l'axe *i* et fixé au cylindre porte-papier par deux vis H, placées en dessous ; l'une de ces vis sert de butoir pour limiter la rotation du cylindre K. La roue G est commandée par le pignon D.

D. Pignon à engrenage hélicoïdal commandant la roue G ; ce pignon est monté sur le petit arbre a_1 supporté par deux paliers 2 fixés sur la plate-forme J. L'une des extrémités de l'arbre a_1 reçoit en dehors de la plate-forme J, la poulie *q* sur laquelle est enroulé le cordon de l'instrument, ce cordon est fixé à l'un de ses bouts sur la poulie *q* et l'autre bout se croche sur un levier actionné par le piston de la machine. Le diamètre de la poulie *q* est calculé pour que, eu égard au rapport qui existe entre le mouvement du pignon D et celui de la roue G, le cylindre porte-papier se déroule d'environ les $\frac{4}{5}$ de sa circonférence pour une course du piston.

L'autre extrémité de l'arbre a_1 traverse le barillet *b* qui con-

tient le ressort d'horlogerie, dont l'une des extrémités est fixée à la paroi du barillet et l'autre à l'arbre a_1.

C_1. Porte-crayon (vue 3). Le crayon est formé d'un fil de laiton, s'introduisant à frottement dur dans une douille portant un collet disposé pour recevoir un ressort à boudin logé dans la boîte du porte-crayon, la longueur du crayon est réglée pour que sa pointe appuie sur le papier et fasse légèrement fléchir son ressort. Il en résulte que la pression du crayon n'est plus subordonnée à la flexion du parallélogramme comme dans l'indicateur *Richard* ce qui dans ce dernier peut être une cause d'erreur.

Remarque. — Dans la vue 1 le crayon est écarté du cylindre porte-papier K, tandis que dans la vue 2 il est appliqué sur ce cylindre.

Comparaison des indicateurs Paul Garnier, Richard et Martin. — Le seul avantage de l'indicateur *Garnier* sur l'indicateur *Richard*, c'est que le premier porte lui-même le système de transmission de mouvement nécessaire pour réduire la course du piston à une longueur un peu inférieure au développement du cylindre porte-papier. Cette installation est toujours à faire avec l'indicateur *Richard*. Par contre, l'indicateur *Garnier* présente d'assez sérieux inconvénients que nous pouvons résumer de la manière suivante : 1° Le porte-crayon ayant le même mouvement de va-et-vient que le piston de l'instrument, il en résulte que l'opération de mettre le crayon en contact avec le papier devient presque impossible à une allure très rapide ; 2° L'opération de crocheter le cordon conducteur directement sur le piston de la machine est déjà très difficile à une allure de 70 à 80 tours, surtout lorsque les courses sont un peu longues ; mais, avec des allures de 100 tours et au-dessus, la chose est à peu près impossible et il faut établir une transmission par levier pour réduire la course du cordon ; il en résulte que l'avantage que nous avons attribué à l'indicateur *Garnier* au commencement de cet article cesse d'exister ; 3° La flexion des ressorts doit être relativement très grande pour que les ordonnées aient une hauteur suffisante ; il en résulte que les ressorts vibrent énormément et que le diagramme devient indéchiffrable avec les grandes vitesses.

Dans l'indicateur *Richard*, l'emploi du parallélogramme facilite beaucoup la manœuvre du crayon en n'obligeant pas l'opérateur à toucher directement ce crayon ; d'autre part la flexion des ressorts est beaucoup moindre, à pression égale et les ordonnées ont la même hauteur que sur les diagrammes relevés avec les indicateurs *Garnier*. La diminution de flexion des ressorts diminue nécessairement les vibrations et rend le diagramme plus lisible. Cet indicateur donne de bons résultats même jusqu'à 300 tours.

L'indicateur *Martin* présente tous les avantages de l'indicateur *Richard;* son parallélogramme guide mieux le crayon suivant une parallèle à l'axe du cylindre porte-papier, la soupape placée à la base du cylindre atténue les vibrations sans nuire au vide et arrête les saletés qui, sans cela, pourraient rayer le cylindre. Enfin, la conduite du cylindre porte-papier, par un engrenage prévient l'inertie de ce cylindre dans les grandes vitesses de rotation et empêche les déformations que l'on observe sur les diagrammes relevés avec l'indicateur *Richard*. En définitive ce dernier instrument est le plus satisfaisant sous tous les rapports.

Remarque. — Quel que soit l'indicateur que l'on emploie, il importe que les flexions des ressorts soient parfaitement connues pour une pression donnée, car de là surtout dépend l'exactitude du calcul. Aussi avant de se servir d'un indicateur, faut-il s'assurer que les ressorts ont conservé leur élasticité primitive, surtout avec les indicateurs *Richard* et *Martin*, la plus petite différence de flexion fausserait complètement les diagrammes, car l'erreur serait multipliée par 4 : ce nombre étant le rapport des bras de levier du crayon et du piston de l'instrument.

La vérification des ressorts se fait généralement à l'aide de poids calculés de manière à produire le même effet que des pressions de 1, 2, 3 kilogrammes, etc., par centimètre carré de la surface du piston de l'instrument. A l'aide des flexions ainsi produites on trace une échelle que l'on compare à celle de l'instrument. On note la différence qui peut exister entre les deux échelles et l'on en tient compte dans le calcul du diagramme. Il peut arriver que le ressort ne travaille pas rigoureusement de la même manière par compression et par traction, il sera nécessaire de faire cette vérification et d'en tenir compte s'il y a des différences.

Indicateur Crosby. — L'indicateur *Crosby* est actuellement employé en France pour les machines à grande vitesse ; il a l'avantage d'être très léger tout en possédant une sensibilité et une précision remarquables.

Le cylindre à vapeur C et le support V du cylindre porte-papier sont ordinairement d'une seule pièce. La partie frottante du piston P porte 4 évidements rectangulaires *h*, de 4 millimètres de profondeur, communiquant par des petits trous *i*, avec le bas du cylindre.

L'eau et les matières grasses sont retenues dans les évidements et favorisent l'étanchéité et le bon fonctionnement de l'organe.

Le ressort R est double, c'est-à-dire formé de 2 spires qui sont réunies par le bas par une rotule F et dans le haut par une monture J vissée au couvercle B du cylindre.

La rotule s'engage dans le moyen du piston où elle est maintenue par la tige E. Celle-ci est creuse, son mouvement est transmis au crayon I par un parallélogramme qui diffère de celui de l'indicateur *Martin* en ce que la bielle directrice C est articulée sur la menotte *ab* au lieu de l'être sur le balancier *g*, ce dernier est d'ailleurs très long et donne une plus grande amplification du mouvement, ce qui permet d'employer des ressorts plus raides, diminuant les oscillations du piston et donnant une trajectoire plus droite.

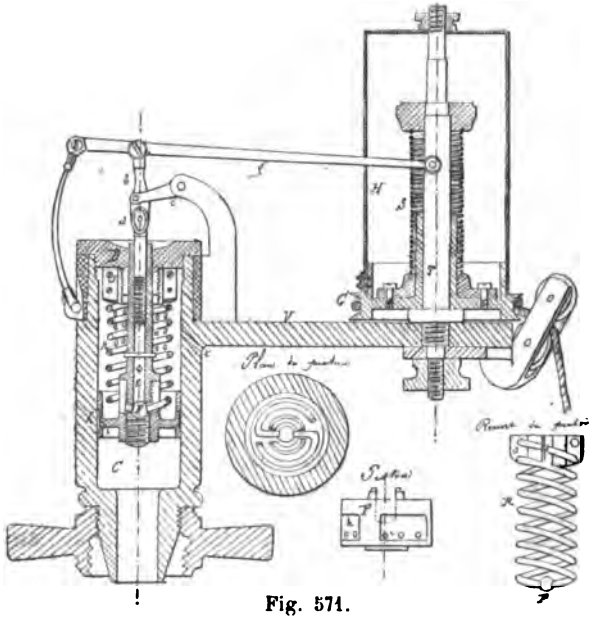


Fig. 571.

Dans la paroi du cylindre, on a ménagé au-dessus du piston quelques trous *t* qui mettent la face supérieure du piston en communication avec l'atmosphère.

Le cylindre porte-papier H est monté comme à l'ordinaire au-dessus d'une poulie à gorge G qui reçoit le cordon conducteur.

Le ressort de rappel est un ressort à boudin à double spire S dont le pied est fixé sur la poulie G et la tête sur l'axe T. Avec ce dispositif, la tension de la ficelle est sensiblement la même pendant les deux courses, chose qui n'a pas lieu avec le ressort en spirale.

Les détails de construction ont permis :

1° D'alléger de plus de moitié le poids des pièces mobiles ;

2° D'avoir une amplification plus grande du tracé permettant d'employer des ressorts plus raides tout en ayant un déplacement du crayon correspondant mieux avec une parallèle à l'axe du cylindre.

3° Le cylindre porte-papier est plus petit et par suite les courbes moins déformées dans le sens de la longueur.

L'indicateur *Crosby* a donné des courbes assez régulières sur des machines tournant à une vitesse de 650 tours par minute.

Soins à donner à l'indicateur pour en assurer la conservation. — La justesse des indications et la conservation de l'instrument dépendent essentiellement de son entretien. Après s'être servi de l'indicateur il sera nécessaire de le démonter afin de faire assécher le cylindre, le piston, etc., en un mot, toutes les pièces en cuivre ; les pièces en acier devront également être essuyées avec soin puis légèrement graissées avec de bonne huile d'olive.

Avant de se servir d'un indicateur, il faudra le démonter, laver le cylindre et le piston avec de bonne huile d'olive ou mieux avec de l'huile minérale lourde qui ne gomme pas ; le plus petit corps étranger qui se trouverait dans le cylindre altérerait la précision des indications.

Placement de l'indicateur suivant le système de machine. — Quel que soit le système de machine, l'indicateur doit être placé de manière à satisfaire aux conditions suivantes :

1° Être placé le plus près possible du cylindre sur lequel on opère, afin que les pressions accusées par l'instrument se rapprochent le plus possible des pressions dans le cylindre au même instant.

2° Comme on ne place habituellement qu'un indicateur par cylindre, et qu'on relève sur la même feuille de papier les diagrammes du haut et du bas, l'instrument doit pouvoir être mis en communication alternativement avec chacune des extrémités du cylindre à vapeur, car les deux diagrammes ne sont jamais identiques, les régulations étant différentes pour les deux courses.

3° L'indicateur doit être facilement accessible pour que l'on puisse tracer le diagramme et changer la bande de papier sans courir les risques de se blesser.

4° Le point d'attache du cordon doit être pris sur un crochet fixé à la tige du piston ou sur toute autre pièce ayant un mouvement *semblable* à celui de cet organe ; ce crochet doit être facilement accessible.

5° Il faut installer des poulies de retour en nombre limité, mais

pourtant sufisant pour que le cordon ne puisse être rencontré par aucune des pièces de la machine lorsque celle-ci fonctionne.

6° Les tuyaux qui mettent l'instrument en communication avec les deux extrémités du cylindre, doivent être d'un assez grand diamètre pour prévenir les étranglements de vapeur : 3 à 4 centimètres suffisent pour les divers indicateurs que nous avons décrits. Ces mêmes tuyaux ne doivent pas présenter de coudes trop brusques ; de plus ils doivent être garnis de feutre ou de tout autre corps mauvais conducteur de la chaleur afin d'éviter les condensations.

Il faut qu'à partir de la dernière poulie de retour; le cordon reste parallèle à la direction de la tige qui lui communique le mouvement, afin que pour des chemins égaux parcourus par le piston, le cylindre porte-papier se déroule de quantités proportionnelles.

Lorsque le cordon doit faire un coude, la poulie de retour doit être placée de telle sorte que le plan de sa gorge se trouve dans celui déterminé par les deux directions du cordon; cette précaution est indispensable pour que ledit cordon ne décapelle pas la poulie.

Avec l'indicateur de *Paul Garnier*, le cylindre porte-papier ne doit faire que 0,8 de tour à cause des targettes qui maintiennent le papier; de plus, le petit arbre Q sur lequel s'enroule la corde à boyau a un diamètre tel qu'il fait 10 tours pour un tour complet de la poulie à gorge. Il faudra par suite calculer le diamètre de la poulie à placer à l'extrémité de l'arbre Q pour que cette poulie ne fasse pas plus de 8 tours pour une course du crochet de commande.

Si nous désignons cette course par C et le diamètre de la poulie par D, nous aurons évidemment la relation suivante :

$$C = 8\pi D \text{ d'où } D = \frac{C}{8\pi} \text{ ou } \frac{C}{25} \text{ environ.}$$

Cette valeur de D est le diamètre minimum de la poulie. Si parmi les rechanges il ne s'en trouvait pas de ce diamètre, on prendrait celle du diamètre immédiatement supérieur.

La figure 572 représente le placement de l'indicateur *Garnier* sur une machine horizontale à bielles en retour.

R. Robinet à deux voies muni de trois tubulures S, S', S''. Le robinet de purge A de l'instrument est vissé sur la tubulure supérieure S et supporte l'indicateur. Le robinet R est généralement placé sur le parquet supérieur de la machine. Sur les tubulures S et S' sont montés les tuyaux *t* et *t'* qui aboutissent aux orifices du cylindre ; il existe parfois des robinets obturateurs à l'extrémité de ces tuyaux.

p et *p'*. Poulies de renvoi pour le passage du cordon L de la poulie M, au point d'attache de ce cordon sur la tige du piston.

X. Crochet d'attache du cordon L. Ce crochet se prend généralement sur la tige supérieure afin qu'on puisse facilement accro-

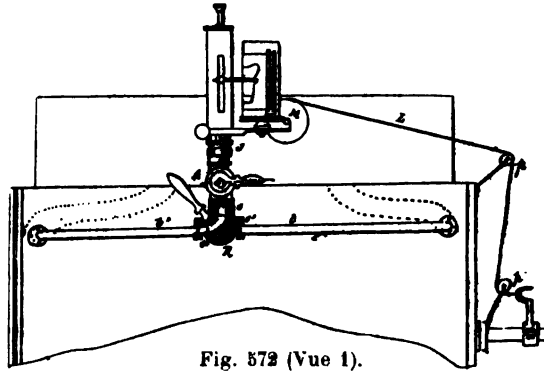


Fig. 572 (Vue 1).

cher le cordon du parquet supérieur de la machine. Il convient du reste que ce crochet vienne aussi près que possible de l'instrument quand le piston moteur est au bas de sa course, afin de diminuer la longueur totale du cordon et par suite restreindre l'allongement dû à son élasticité.

Réglage de l'indicateur Garnier. — Après avoir donné une tension convenable au ressort d'horlogerie destiné à rappeler le cylindre porte-papier, on passe la corde à boyau *l* et on lui fait faire un tour sur la poulie à gorge G après l'y avoir fixée, puis on fixe l'autre extrémité de cette corde dans le trou de l'arbre Q de manière que cette corde soit raide.

Le diamètre de la poulie M ayant été déterminé comme nous l'avons indiqué plus haut, cette poulie sera montée sur l'extrémité de l'arbre Q et on y fixera l'extrémité du cordon L ; on fera faire une dizaine de tours à ce cordon autour de la poulie M, on passera l'extrémité libre sur les différentes poulies de renvoi. L'anneau destiné à se capeler sur le crochet X sera fixé sur le cordon L dans une position telle, que le crochet d'attache, étant dans sa position la plus rapprochée de l'indicateur, soit obligé de déterminer un petit mouvement du cylindre porte-papier pour pouvoir accrocher l'anneau.

Cela fait, on orientera la plate-forme J pour que la direction du cordon L soit parallèle aux joues de la poulie M ; puis on règlera la hauteur de la plate-forme sur la boîte à ressort afin que le diagramme soit contenu tout entier sur la bande de papier.

Afin de s'assurer que le diamètre de la poulie M a été bien calculé, on allongera le cordon L à la main d'une quantité égale et même un peu supérieure à la course du crochet d'attache et on observera si le toc placé en dessous du cylindre porte-papier ne vient pas forcer sur le butoir de la plate-forme. Si ce dernier fait se produisait (ce que l'on verrait à la forte tension du cordon L) on remplacerait la poulie M par une autre d'un diamètre supérieur.

Fig. 572 (vue 2).

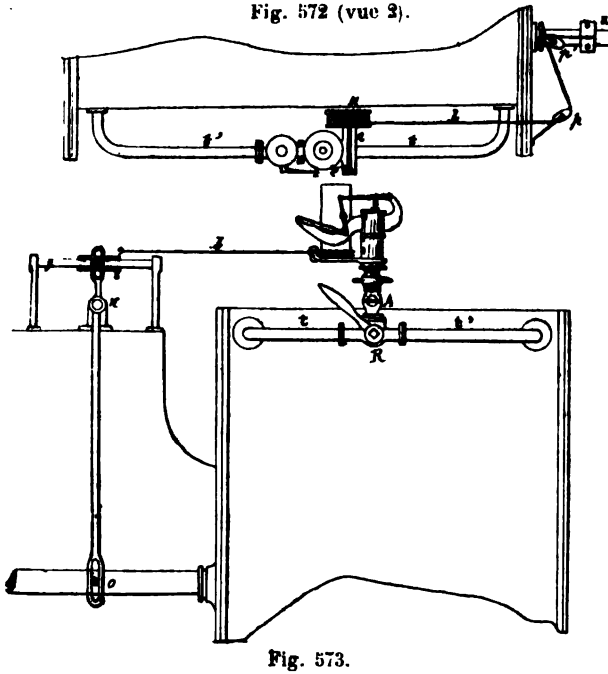


Fig. 573.

Avec les grandes vitesses de rotation employées aujourd'hui, l'accrochage direct du cordon sur la tige du piston moteur est une opération très difficile et dangereuse; au delà de 100 tours cet accrochage devient même impossible.

Pour éviter cet inconvénient, on réduit la course du crochet conducteur auquel on imprime un mouvement *semblable* à celui du piston. Cette réduction de course peut être obtenue de différentes manières : notamment en faisant conduire le cordon par le pied de la bielle d'un petit excentrique claveté soit sur l'arbre de couche soit sur l'arbre des tiroirs dans une position correspondante à celle de la grande *manivelle fictive*. Pour que les chemins

parcourus par le pied de cette bielle d'excentrique soient rigoureusement proportionnels à ceux parcourus par le piston moteur, il faut que le rapport entre le rayon du petit excentrique à sa bielle soit le même que celui de la grande manivelle à la grande bielle.

Ce procédé qui a été employé sur différentes machines est assez compliqué et présente quelques difficultés d'installations, aussi préfère-t-on employer l'un des moyens décrits ci-dessous.

La figure 573 représente l'installation d'un indicateur *Richard* ou *Martin* sur une machine horizontale.

L'instrument est monté sur son robinet de purge A et ce robinet est lui-même monté sur le robinet à deux voies R qui établit la communication de l'indicateur avec les deux extrémités du cylindre. Le cordon conducteur L du cylindre porte-papier s'accroche sur la douille S qui glisse à frottement doux sur le guide *g*; cette douille reçoit son mouvement du piston de la machine par l'intermédiaire d'un balancier articulé en K sur un support fixé aux bâtis. Le balancier est terminé à ses deux extrémités par des coulisses dans lesquelles glissent les boutons O et M; la longueur de ces coulisses est calculée de manière que dans les positions extrêmes des boutons O et M, elles embrassent encore ces boutons.

Le rapport entre les longueurs des bras KM et KO du balancier se calcule par la relation suivante :

$$\frac{KO}{KM} = \frac{\text{Course du piston moteur.}}{\frac{4}{5}\text{ du développement de la poulie à gorge G.}}$$

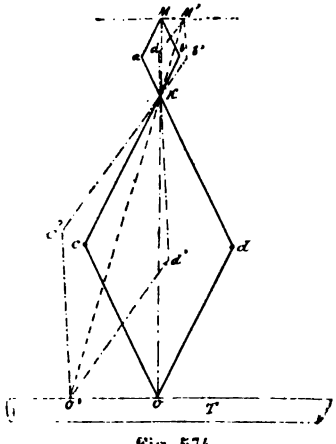


Fig 574.

M. *Risbec* sous-ingénieur des constructions navales a imaginé et appliqué sur un grand nombre de navires, un petit système articulé qui remplace le balancier OM en permettant de supprimer le guide G et son coulisseau S. Cette installation est représentée en simples traits par la figure 574.

odkc et *kbma* sont deux losanges articulés et opposés par le sommet en K. Les côtés *ak* et *kb* du petit losange ne sont que les prolongements des côtés *kd* et *kc* du grand; en d'autres termes, *ad* et *bc* sont des balanciers rigides pouvant osciller

autour du point fixe *k*. Le point *o* est une articulation d'un collier fixé sur la tige T du piston moteur et en M se trouve le crochet sur lequel se fixe le cordon conducteur du cylindre porte-papier.

On démontre facilement que lors du fonctionnement de la machine, la trajectoire du point M est parallèle à celle du point *o* et que les chemins parcourus par ces deux points sont constamment dans le rapport des côtés *ak* et *kc* de ces losanges.

En effet, considérons l'appareil dans la position indiquée en tirets alors que le point *o* est venu en *o'*. Dans une position quelconque du système, les diagonales *ok* et *km'* seront en ligne droite puisque ces diagonales sont les bissectrices des angles opposés par le sommet *a'kb'* et *d'kc'*.

La similitude des triangles *akm* et *cok* donnent

$$\frac{aM}{CK} = \frac{KM}{KO}, \qquad (1)$$

celle des triangles *a'km'* et *c'o'k* donne à son tour

$$\frac{a'M'}{C'K} = \frac{KM'}{KO'}.$$

Nous pouvons observer que les premiers rapports de ces deux proportions sont égaux, et que nous pouvons par suite écrire :

$$\frac{KM}{KO} = \frac{KM'}{KO'}.$$

De cette dernière proportion et de l'égalité des angles MKM' et OKO' résulte la similitude des triangles MKM' et OKO', et par suite le parallélisme des côtés MM' et OO'.

La similitude de ces deux derniers triangles fournit $\frac{MM'}{OO'} = \frac{KM}{KO}$ et à cause du rapport commun entre cette proportion et la proportion (1) on peut écrire

$$\frac{MM'}{OO'} = \frac{KM}{KO} = \frac{aK}{cK}.$$

Lors de l'établissement de l'installation *Risbec* pour un indicateur *Richard*, la position du point M se donne à priori et de manière que le cordon conducteur reste dans le plan de la poulie à gorge de l'instrument ; on obtient celle du point fixe K par la relation

$$\frac{KO}{KM} \frac{\text{Course du piston moteur}}{\frac{4}{5} \text{ du développement de la poulie à gorge G}}.$$

Sur les machines de canots, de canonnières et de torpilleurs où la vitesse de rotation est très grande, et où, par suite, l'accrochage du cordon serait très difficile, on emploie la disposition représentée en figure 575.

AB, est un balancier oscillant autour du point A et dont l'extrémité B est actionnée par la traverse de la tige du piston au moyen d'un bouton glissant dans une coulisse de ce balancier.

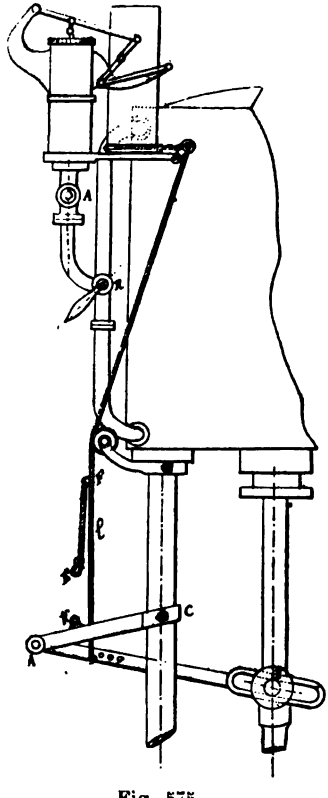


Fig. 575.

AC, est un support fixé au bâti de la machine. Le cordon *l* de l'indicateur s'accroche une fois pour toutes en un point D du balancier AB, ce qui permet de réduire la course du point d'attache du cordon dans le rapport de $\frac{AD}{AB}$ par rapport à la course du piston moteur. Le cordon fait patte d'oie en F, et pour arrêter le cylindre porte-papier, au lieu de décrocher en D, on tire sur le cordon et on capelle le crochet E sur l'anneau fixe K ; de la sorte, le cordon *l* prend du mou de F en D, le ressort de rappel reste bandé et le cylindre enregistreur ne bouge pas.

Lorsqu'on veut relever des diagrammes il suffit de décapeler le crochet E pour que le cylindre porte-papier se mettre en mouvement.

Le balancier AB porte généralement plusieurs trous tels que D ce qui permet de régler le développement du cylindre porte-papier par rapport à la course du piston moteur.

L'indicateur *Martin* exige une installation analogue à celle de l'indicateur *Richard;* pour que le cylindre porte-papier ne se déroule que de la quantité convenable, il faut que le pignon monté sur l'arbre de l'instrument ne fasse que deux tours et demi au maximum. Il faudra donc calculer le diamètre de la poulie à placer à l'extrémité de ce petit arbre pour que le petit pignon ne fasse que deux tours environ afin d'avoir un peu de jeu à fin de course entre les butoirs d'arrêt.

Remarque. — Le crayon employé sur les divers indicateurs que nous avons décrits, est une pointe de laiton effilée ayant son extrémité légèrement arrondie afin de ne pas déchirer le papier. Ce papier doit être fort, mais souple pour qu'il s'appuie bien sur le tambour, et il doit être enduit d'une couche de blanc de zinc délayé à l'eau sur le côté destiné à recevoir le diagramme. Les papiers sont coupés à l'avance de dimension convenable c'est-à-dire d'une hauteur égale ou légèrement inférieure à celle du cylindre porte-papier et d'une longueur un peu supérieure au développement de ce cylindre.

ÉTUDE DES DIAGRAMMES

Tracé de la ligne atmosphérique. — La ligne atmosphérique est, sur les diagrammes, la base à partir de laquelle on mesure la pression de la vapeur et la valeur du vide. Elle est tracée par le crayon de l'indicateur lorsque le petit piston a ses deux faces en communication avec l'atmosphère.

Vu l'importance de cette ligne il convient de prendre certaines précautions pour la tracer ; à cet effet, on commence par mettre en mouvement le système d'enroulement du papier puis on laisse pénétrer la vapeur en dessous du petit piston afin de faire prendre au cylindre une température à peu près égale à celle de la vapeur ; on purge en même temps l'instrument en faisant coïncider les deux petits orifices pratiqués dans le tournant et le boisseau du robinet de purge ainsi que l'indique la figure *a*.

On laisse le petit piston monter et descendre 7 ou 8 fois, puis on intercepte l'arrivée de vapeur et on fait pénétrer l'air atmosphérique en plaçant le tournant du robinet dans la position de la figure *b*.

On profite alors du moment où le piston à vapeur est près d'arriver à l'une de ses extrémités de course pour abaisser doucement le crayon sur la bande de papier, et on laisse le piston fournir une course complète ; la ligne atmosphérique est ainsi tracée et on écarte le crayon.

Tracé d'une courbe d'indicateur. — La ligne atmosphérique ayant

été ainsi tracée on fait faire un quart de tour à la clef du robinet de purge, de manière à placer les deux petits trous à l'opposé l'un de l'autre, dans la position indiquée figures *c* et 575. Cela fait, on tourne la clef du robinet à deux voies R de manière à établir la communication de l'instrument avec l'extrémité du cylindre sur laquelle on veut relever le diagramme, et la vapeur vient exercer son action sur la face inférieure du petit piston. On laisse ce dernier monter et descendre plusieurs fois dans son cylindre afin qu'il reprenne la même température que lors du tracé de la ligne atmosphérique. On profite du moment où le petit piston est à peu près immobile pour abaisser le crayon sur le papier, on le laisse en contact pendant une révolution complète de la machine puis on le relève.

Généralement à ce premier diagramme, on en superpose un second relevé sur l'autre face du piston moteur; à cet effet, il suffit de faire faire un quart de tour au robinet à deux voies R pour obtenir la communication entre l'instrument et cette deuxième face, puis le deuxième diagramme se trace en prenant les mêmes précautions que pour le premier.

Remarque. — Nous avons d'abord tracé la ligne atmosphérique ; mais il est indifférent de commencer par les diagrammes ; ce qu'il importe, c'est que la température de l'instrument soit la même lors des deux tracés.

Indications à porter sur les diagrammes. — Lorsqu'un double diagramme est relevé (fig. 576) on décroche le cordon et on l'accompagne pendant que le ressort d'horlogerie rappelle le cylindre porte-papier afin que l'instrument n'arrive pas brusquement à son point d'arrêt ; on ferme le robinet de l'instrument et celui à deux voies, puis on porte sur les diagrammes les indications suivantes :

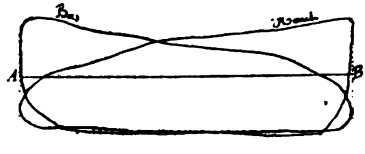


Fig. 576.

1° Le nom du bâtiment, la date et l'heure ;

2° Le cylindre sur lequel le diagramme a été relevé ;

3° L'indication de celle des deux courbes qui appartient au haut ou au bas ;

4° Le nombre de tours par minute ;

5° La pression indiquée par le manomètre des chaudières ;

6° Le vide accusé par le baromètre du condenseur ;

7° L'ouverture du registre de vapeur et la durée de l'introduction ;

8° La pression barométrique du moment ;

9° L'échelle de flexion du ressort de l'indicateur;
10° La vitesse du bâtiment.

Analyse d'une courbe d'indicateur. — Soit un diagramme tel que celui (fig. 577) relevé sur la face inférieure du piston d'une machine à moyenne pression. Des extrémités C et P menons des tangentes à la courbe, perpendiculaires à la ligne atmosphérique; la partie AB de cette ligne limitée par les deux tangentes est celle qui aura dû être tracée par le crayon de l'indicateur et elle nous représentera la course du piston. Le point A correspond au point mort bas et le point B au point mort haut. La partie CEFD a été tracée par le crayon de l'indicateur, lors de la montée du piston, et la partie DGKC lors de sa descente. Le point M de la courbe a été tracé lorsque le piston avait parcouru la partie A*m* de sa course ascendante, et le point M' lorsque le piston avait franchi la partie B*m* de sa course descendante. Lors du tracé du point M la pression absolue sur la face inférieure du piston excédait la pression atmosphérique du moment d'une quantité qui, à l'échelle de flexion des ressorts, est mesurée par *m*M; et lors du tracé du point M', la pression sur cette même face du piston était inférieure à la pression atmosphérique du moment d'une quantité qui, à la même échelle, est mesurée par *m*M'.

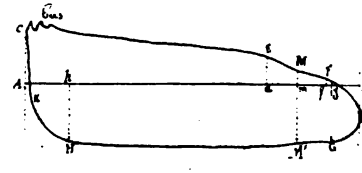


Fig. 577.

Partons de l'instant où le piston était à son point mort bas et analysons le diagramme, c'est-à-dire la loi de la variation de la pression sur la face inférieure pendant la révolution complète.

Au point mort bas, la pression absolue excède la pression atmosphérique du moment d'une quantité mesurée par AC. La partie CE du diagramme restant sensiblement parallèle a la ligne atmosphérique indique que la pression dans le cylindre reste constante pendant que le piston parcourt la fraction A*e* de sa course ascendante.

A partir du point E, la courbe s'infléchit rapidement, ce qui est l'indice que l'introduction cesse vers ce point. La détente s'effectue suivant une loi représentée par la courbe EMF.

Vers le point F la chute de la courbe s'accentue davantage, ou autrement dit, la pression tombe plus rapidement; ce fait résulte de l'avance à l'évacuation qui commence vers ce point, c'est-à-dire alors que le piston a encore la partie *f*B de sa course à parcourir.

Au point D le piston a atteint son haut de course, et la pression

de la vapeur est inférieure à la pression atmosphérique du moment, d'une quantité mesurée par BD.

En partant du point D, la courbe continue à s'infléchir jusqu'au point G à partir duquel elle reste sensiblement parallèle à la ligne atmosphérique. L'évacuation s'est donc continuée jusqu'en G lorsque le piston avait franchi la partie B*g* de sa course descendante, puis l'équilibre de presssion s'est établi entre le cylindre et le condenseur. Cet équilibre s'est sensiblement maintenu jusqu'au point H alors que le piston n'avait plus que la partie *h*A à parcourir pour atteindre son point mort bas.

Fig. 578.

L'élévation de la courbe de H en K est l'indice de la compression laquelle s'effectue suivant la loi représentée par cette courbe.

En K la courbe se relève bien plus brusquement, ce qui est l'indice de l'avance à l'introduction. Les petits crochets qui existent en *c* proviennent de la réaction du ressort qui a été brusquement comprimé au moment de l'avance à l'introduction.

Avec les indicateurs *Garnier*, lorsqu'ils sont employés pour les grandes vitesses, ces oscillations du crayon sont parfois très fortes et s'étendent sur une très grande partie du diagramme, lequel devient alors indéchiffrable.

Quand un diagramme présente des oscillations prononcées comme sur la figure 578, on les corrige en faissant passer une ligne par le milieu des oscillations, de manière que les portions de surface qu'on laisse en dehors du diagramme soient sensiblement égales à celles qu'on y fait entrer. Cette correction est effectuée en pointillé surladite figure.

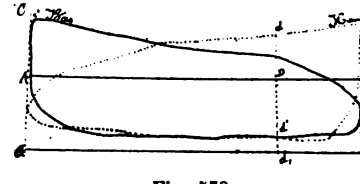


Fig. 579.

Détermination de la pression absolue, de la pression effective et de la contre-pression à un point donné de la course. — Supposons qu'ayant procédé ainsi qu'il vient d'être dit, nous ayons obtenu les diagrammes de la figure 110 relevés sur le cylindre A' de la machine de *la Flore* avec un indicateur *Richard* (fig. 579).

Sur la tangente *c*A à la courbe, portons au-dessous de la ligne atmosphérique, une quantité A*a* égale à la longueur qui nous représente, d'après l'échelle des pressions, la valeur de la pres-

sion atmosphérique actuelle, et par ce point a menons une parallèle ab à la ligne atmosphérique. Cette ligne ab porte le nom de *Ligne Zéro* ou *Ligne du Vide absolu*, et son tracé ne présente aucune difficulté.

Proposons-nous de déterminer la valeur de la pression absolue et de la pression effective au moment où le piston a parcouru le quart de sa course descendante par exemple.

Portons $BD = \frac{AB}{4}$; au moment où le piston était en D au quart de sa course descendante, le crayon marquait :

Soit 20 millimètres la flexion des ressorts pour une pression de 1 kilomètre par centimètre carré et soit 773 millimètres la valeur de la pression atmosphérique du moment. Pour trouver la longueur Aa on fera successivement les raisonnements suivants :

760 millimètres de mercure correspondent à ^{km},033 par centimètre carré ;

773 millimètres de mercure correspondent à x^{km} par centimètre carré ;

d'où : $$x^{kg} = \frac{1,033 \times 773}{760}.$$

La flexion étant de 20 millimètres pour 1 kilomètre elle sera de $20 \times x$, le point d du diagramme pris sur le haut, et le point d' du diagramme pris sur le bas, par suite la pression exercée sur la face supérieure du piston ou autrement dit *la pression absolue* était mesurée par $d_1\ d$ et la pression exercée sur la face inférieure était mesurée par $d'\ d_1$. La pression effective est donc représentée par dd'.

Si nous voulons connaître, en kilogrammes par centimètre carré, la valeur de l'ordonnée dd' dont la longueur mesurée sur le diagramme égale $27^{mm},5$, nous poserons la relation :

$$\frac{20^{mm}}{27^{m},5} = \frac{1^{kg}}{x^{kg}}, \text{ d'où } x^{kg} = \frac{27,5}{20} = 1^{kg},375 \text{ par centimètre carré.}$$

Remarque. — Si, ne possédant qu'un seul diagramme, on voulait déterminer la pression effective *probable* pour un point donné de la course, on serait naturellement obligé de supposer la même régulation pour les courses ascendantes et descendantes et de considérer le diagramme comme ayant été relevé alternativement sur chacune des deux faces du piston.

Soit le diagramme (fig. 580) sur lequel nous voulons déterminer la pression effective *probable* au 0,1 de la course montante par exemple.

En considérant la courbe comme relevée sur le bas, le point A correspond au point mort bas et le point B au point mort haut ;

Si $AC = \frac{AB}{16}$, *la pression absolue sur la face* inférieure du piston pour les x kilomètres ou les 773 millimètres de mercure,

d'où : $$Aa = \frac{20 \times 1,033 \times 773}{760} = 21 \text{ millimètres.}$$

sera mesurée $cc' + 1$ atmosphère du moment.

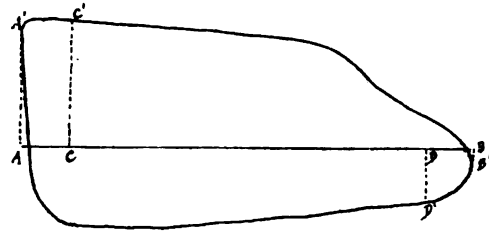


Fig. 580.

En considérant le diagramme comme pris sur le haut, le point A correspond au point mort haut et le point B au point mort bas ; par suite, la portion de courbe tracée par le crayon pendant la montée du piston moteur est B'D'A'.

Si $BD = \frac{AB}{10}$, la contre-pression sur la face supérieure du piston sera mesurée par 1 atmosphère du moment DD'. La pression effective à l'instant considéré vaudra par suite :

$$cc' + 1 \text{ atm.} - (1 \text{ atm.} - DD') = CC' + DD'.$$

Établir à l'aide de diagrammes, la loi de la variation des pressions effectives. — Considérons les diagrammes de la figure 581 relevés sur les deux faces du piston d'une machine à moyenne pression.

Pour établir la loi de la variation des pressions effectives pour les deux courses, divisons la ligne atmosphérique AB en un certain nombre de parties, 10 par exemple, et menons les ordonnées de ces points de division. Prenons la ligne A'B' égale et parallèle à AB et prolongeons les ordonnées de façon que A'B' soit partagée de la même manière que AB.

Si, à partir de A'B' nous portons sur les différentes ordonnées des longueurs telles que $A'b' = ab$, $c'd' = cd$, $e'f' = ef$, $gh' = gh$, etc., qui représentent les pressions effectives aux différents points de la course ascendante, nous aurons la loi cherchée en unissant par une courbe continue tous les points ainsi obtenus. Le point de rencontre i des deux diagrammes correspond à une pression effective nulle ; si nous menons une ordonnée supplémentaire par ce point,

la rencontre de cette ordonnée avec A'B' appartiendra à la courbe. A partir de ce moment la contre-pression devenant supérieure à la pression absolue, la courbe passe nécessairement au-dessus

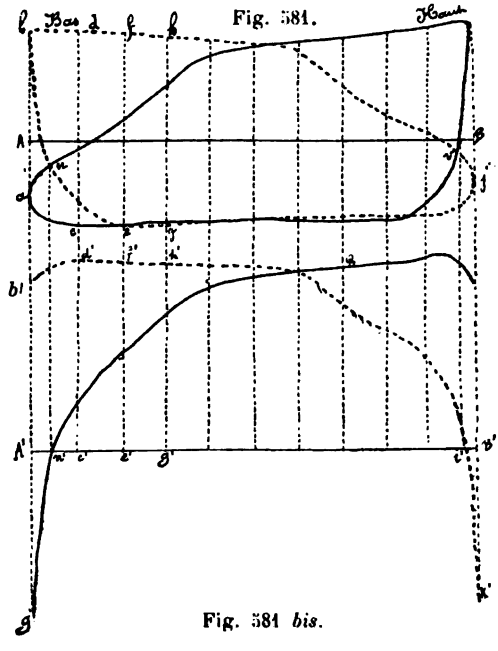


Fig. 581.

Fig. 581 *bis*.

de A'B' et au point mort haut B' la pression effective sur la face inférieure du piston est négative et a pour valeur R'K' = *j*K.

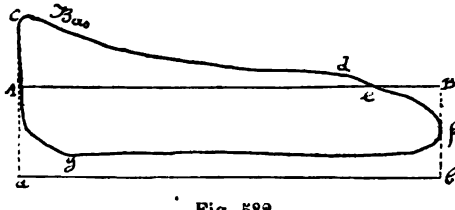


Fig. 582.

La courbe relative à ces mêmes pressions pour la course descendante s'obtiendra d'une manière analogue. Elle est tracée en trait plein sur la figure 581. La courbe *b'h'i'k'* étant la loi de la variation des efforts effectifs actionnant le piston pendant sa

montée, les ordonnées supérieures représentant des efforts positifs et celles inférieures des efforts négatifs, le travail effectif pendant cette course sera représenté graphiquement par la surface A'b'h'i'A' diminuée de la surface R'i'K'. Ce même travail pour la course descendante, sera représenté par la surface R'm'r'n'B' diminuée de la surface A'n'g'.

(Voir fig. 582.) La surface d'un diagramme représente le travail effectif développé par la vapeur introduite sur la face du piston sur laquelle le diagramme a été relevé. — Considérons le diagramme

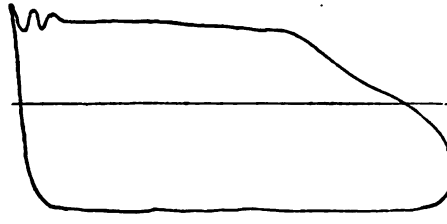


Fig. 583.

(fig. 582) que nous supposerons avoir été relevé sur le bas du cylindre et menons la ligne zéro *ab*. D'après l'étude que nous venons de faire des diagrammes tracés par l'indicateur, la portion de courbe *cdef* est la loi de la variation de la pression *absolue* qui a actionné le piston pendant sa montée ; par suite, la surface *cdefba* est la représentation graphique du travail *absolu* de cette vapeur.

La portion de courbe *fgc* est la loi de la variation de la contre-pression exercée *par cette même vapeur* sur *la même face du piston* et le travail résistant dû à cette contre-pression est représenté par la surface *bfgca*.

Le travail disponible, c'est-à-dire le *travail effectif* développé par la vapeur qui s'est introduite par l'orifice du bas est nécessairement égal au travail absolu diminué de celui de la contre-pression et il est, par suite, représenté par la surface *cdefg* circonscrite par le diagramme.

Le chemin parcouru AB n'est autre chose que la course du piston, et les ordonnées sont mesurées par les flexions du ressort, à raison de 1 kilomètre par centimètre carré de la surface du piston de l'indicateur; il en résulte que la surface du diagramme représente le travail effectif sur chaque centimètre carré de la surface du piston moteur.

(Voir fig. 583.) *Remarque.* — Il importe d'observer que la surface d'un diagramme n'exprime pas le travail effectif développé pendant la course qui commence à l'extrémité du cylindre sur lequel le dia-

gramme a été relevé mais bien le travail effectif développé par la vapeur qui s'est introduite sur la face correspondante du piston. Si pourtant l'on considère les travaux des contre-pressions relatives aux deux courses comme équivalents, ainsi qu'on le fait fréquemment en pratique, on pourra considérer le diagramme relevé sur le bas comme représentant le travail développé pendant la montée, et l'autre diagramme représentera le travail pendant la descente. Cette hypothèse ne détermine d'ailleurs aucune erreur car, pour un tour de la machine, c'est bien la somme des deux diagrammes qui représentera le travail *effectif* pour cette période.

Calcul de l'effort moyen. — La surface circonscrite par chaque diagramme étant l'expression du travail effectif développé par la vapeur dépensée à chaque extrémité du cylindre par coup de piston et sur 1 centimètre carré de cet organe, l'effort moyen pour chaque diagramme est la hauteur du rectangle ayant pour base la ligne atmosphérique et une surface équivalente à celle de ce diagramme est la hauteur du rectangle ayant pour base la ligne atmosphérique et une surface équivalente à celle de ce diagramme.

Voici le moyen pratique employé pour déterminer cette hauteur.

Menons les deux tangentes AC, BH perpendiculairement à la ligne atmosphérique (fig. 584), plaçons un double décimètre à l'extrémité A de la ligne AB et obliquons ce double décimètre jusqu'à ce qu'une division d'un nombre pair de centimètres tombe sur l'ordonnée BH prolongée, soit 12 centimètres l'oblique tracée, et proposons-nous de mesurer 10 ordonnées de chaque diagramme pour obtenir l'ordonnée moyenne.

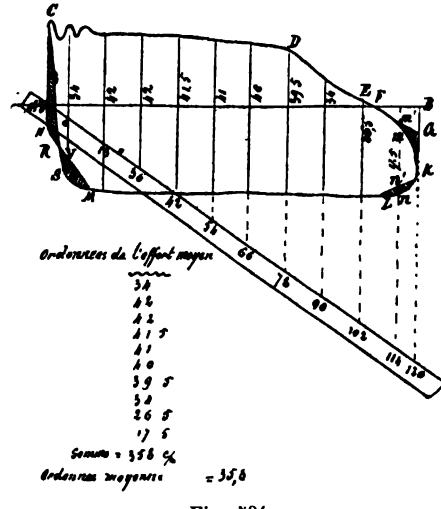


Fig. 584.

Le dixième de 12 centimètres ou 120 millimètres est de 12 millimètres dont la moitié est de 6 millimètres. Portons 6 millimètres à partir du point A et pointons successivement sur l'oblique les nombres de millimètres obtenus en multipliant 6 par tous les

nombres impairs jusqu'à 19 inclusivement. Par les points ainsi obtenus menons les ordonnées à la ligne atmosphérique; cette ligne est ainsi convenablement divisée puisque chaque ordonnée passe par le milieu d'une division de la ligne atmosphérique paragée en 10 parties égales.

Pour que chaque ordonnée ainsi tracée représente l'effort moyen correspondant à un dixième de la course, il faut que les portions des courbes comprises entre deux ordonnées consécutives puissent être considérées comme des lignes droites. Pour qu'il en soit ainsi il est parfois nécessaire de rectifier les courbes en ayant soin de leur conserver la même surface; ces rectifications se font à l'œil (fig, 578 et 609).

Corrigeons d'abord les petites oscillations du point *c* en faisant passer une ligne par leur milieu (fig. 578); la partie FHL qui accuse l'évacuation est très arrondie; marquons le point F en haut et le point L en bas vers le milieu de l'intervalle compris entre deux ordonnées consécutives et menons les obliques FG et LK de manière que les surfaces comprises entre les diagrammes et ces obliques soient très sensiblement équivalentes.

Supprimons la surface interceptée par l'oblique LK et remplaçons-la par la partie en dehors du diagramme. Par ce fait, l'ordonnée sera limitée en *m'* et *n'* au lieu de l'être en *m* et en *n*.

A la période de compression la petite surface RMS sera remplacée par CRN et l'ordonnée à mesurer sera limitée en Y.

Ces corrections étant effectuées, mesurons en millimètres la longueur des ordonnées, faisons-en la somme et prenons la moyenne arithmétique; cette dernière quantité sera l'ordonnée moyenne du diagramme. Agissons de même sur le diagramme relevé sur l'autre face; et enfin la moyenne arithmétique entre ces deux ordonnées moyennes donnera en millimètres l'effort moyen relatif aux deux courses du piston.

Soit $35^{mm},8$ pour ordonnée moyenne du diagramme du bas;
Soit $36^{mm},5$ — — du haut.

On aura : $\frac{35,8 + 36,6}{2} = 36^{mm},2$ pour l'ordonnée moyenne relative aux deux courses.

La flexion du ressort de l'indicateur étant de 25 millimètres par kilogramme sur 1 centimètre carré de surface, on a :

Effort moyen en kilogrammes par centimètre carré $1 \times \frac{36,2}{25} = 1^{kg},448$.

On relève de la même manière et simultanément des diagrammes à tous les cylindres et l'effort moyen est calculé pour chacun d'eux. Si les cylindres d'un même appareil sont égaux, en désignant par p_1 et p_2, etc., la valeur des différents efforts moyens calculés pour chaque cylindre, par *n* le nombre de cylindres

égaux, la valeur de l'effort moyen total P qui entre dans le calcul de la puissance de la machine est

$$P = \frac{p_1 + p_2 + \text{etc.}}{12}.$$

Calcul de la puissance d'une machine à l'aide de l'effort moyen déduit des courbes d'indicateur. — Désignons par :

D. Le diamètre des cylindres. } en mètres.
C. La course des pistons. }
A. Le nombre de cylindres égaux.

P kilogrammes. La pression moyenne effective en kilogrammes par centimètre carré déduite des diagrammes relevés simultanément sur tous les cylindres.

N. Le nombre de tours de la machine par minute.

La surface d'un piston en centimètres carrés est exprimée par $\frac{\pi D^2}{4} \times 10000$ et la pression moyenne effective exercée sur cette surface pendant toute la course, sera $\frac{\pi D^2}{4} \times 10000 \times P$ kilogrammes.

Le travail de cet effort pour un tour de la machine vaudra $\frac{\pi D^2}{4} \times 10000 \times P^{kg} \times 2C^{kg}$.

La machine faisant N tours par minute, en fera $\frac{N}{60}$ par seconde et, par suite, le travail développé par seconde pour les A cylindres égaux sera exprimé par

$$T \text{ kilogrammètres} = \frac{\pi D^2}{4} \times 10.000 \times P \times 2C \times \frac{N}{60} \times A.$$

En effectuant la partie numérique de cette expression et en conservant le dénominateur 2 au terme A, pour le cas où la machine serait à deux cylindres, on obtient :

$$T \text{ kilogrammètres} = 523,6 \frac{A}{2} D^2CNP \text{ kilogrammes.} \qquad (1)$$

En divisant ce résultat par 75 qui est, en kilogrammètres, la valeur du cheval-vapeur, nous aurons la puissance développée sur les pistons exprimée en chevaux-vapeur.

Représentant cette puissance par F, nous aurons :

$$F \text{ chevaux} = \frac{523,6\ AD^2CNP}{2 \times 75}.$$

En divisant les deux termes de cette fraction par 528,6 il vient

$$F \text{ chevaux} = \frac{AD^2CNP}{\frac{2 \times 75}{523,6}} = \frac{AD^2CNP}{0,28647}. \qquad (2)$$

Cette dernière formule désignée sous le nom de *formule de la puissance indiquée* est celle employée en France pour calculer la puissance d'une machine en chevaux de 75 kilogrammètres développés sur les pistons.

Cheval indiqué. — On désigne sous le nom de cheval indiqué un travail de 75 kilogrammètres développé par seconde sur les pistons.

Cheval nominal. — Le cheval nominal tel qu'on l'estime aujourd'hui dans la marine française est un travail de 300 kilogrammètres développé par seconde sur les pistons; autrement dit, le cheval nominal équivaut à quatre chevaux indiqués.

Force nominale ou puissance nominale des machines. — On entend par force nominale d'une machine, le nombre de chevaux nominaux qu'elle est supposée devoir développer lors de la marche à toute puissance.

On n'attend pas qu'un bâtiment fasse des essais à toute puissance, pour fixer la force nominale de l'appareil; cette force est fixée d'avance et c'est une des données indispensables de la construction pour calculer les dimensions des divers organes.

La puissance indiquée prévue est le quadruple de la force nominale, elle est donnée par la formule :

$$F \text{ chevaux} = \frac{AD^2CN'P'}{0,28647};$$

dans laquelle N' et P' représentent le nombre de tours et la pression moyenne effective que le constructeur suppose obtenir lors de la marche à toute puissance. Le constructeur se donne *a priori* les quantités A et N', il calcule la pression moyenne effective P' d'après le diagramme *probable* de la machine en se référant, pour la détermination de ce diagramme, à une machine similaire fonctionnant à une même pression initiale et à un même degré de détente. Les quantités A, N' et P' étant ainsi connues, on en déduit le produit $D^2 \times C$; l'ingénieur se donne alors le rapport entre D et C en le combinant de la manière la plus avantageuse d'après l'emplacement et le type de la machine; puis il calcule séparément chacune de ces quantités.

Suivant que l'appareil moteur est plus ou moins bien réussi, la

puissance indiquée réalisée est supérieure, égale ou inférieure à la puissance indiquée prévue.

Valeur du cheval nominal en kilogrammètres sur les pistons. — Après les essais officiels à toute puissance, on obtient la *valeur en kilogrammètres du cheval nominal* en divisant le travail en kilogrammètres *réalisé* lors des essais, par le chiffre de la force nominale.

Exemple. — La puissance indiquée *prévue* d'une machine doit être de 3600 chevaux; et lors des essais à toute puissance cette machine a réalisé 3840 chevaux indiqués. On demande la force nominale de cette machine, et la valeur, en kilogrammètres du cheval nominal.

La force nominale $= \frac{3600}{4} = 900$ chevaux.

Le travail en kilogrammètres réalisé sur les pistons $= 3840 \times 75$ et la valeur du cheval nominal $= \frac{3840 \times 75}{900} = 320$ kilogrammètres.

Formule de la force nominale. — D'après ce que nous venons de voir, la force nominale F' d'une machine est donnée par la formule :

$$F \text{ chevaux nominaux} = \frac{AD^2CN'P'}{0{,}28647 \times 4} = \frac{AD^2CN'P'}{1{,}14588}. \qquad (3)$$

Remarque I. — Si la pression moyenne effective avait été calculée en centimètres de mercure au lieu de l'avoir été en kilogrammes par centimètre carré, les différentes formules (1), (2) et (3) précédemment obtenues se modifieraient facilement en remarquant que P kilogrammes transformé en p centimètres de mercure s'obtient par la relation.

$$\frac{P^{kg}}{1{,}033} = \frac{p^{cm}}{76} \text{ d'où } P^{kg} = \frac{1{,}033\, p^{cm}}{76}.$$

En remplaçant P kilogrammes par cette valeur dans la formule (1) il vient

$$T \text{ kilogrammètres} = 523{,}6 \frac{A}{2} D^2CN \times \frac{1{,}033\, p^{cm}}{76} = 7{,}117 \frac{A}{2} D^2CNp^{cm}.$$

En remplaçant P kilogrammes par sa valeur dans les formules (2) et (3) on obtient

$$F \text{ chevaux} = \frac{AD^2CN}{0{,}28647} \times \frac{1{,}033\, p^{cm}}{76} = \frac{AD^2CN\, p^{cm}}{21.076}$$

$$F' \text{ chevaux nominaux} = \frac{AD^2CN'}{1{,}14588} \times \frac{1.033\, p^{cm}}{76} = \frac{AD^2CN'\, p^{cm}}{84.304}$$

Remarque II. — Si la machine est du type à fourreau, le diamètre D des formules ci-dessus devra représenter le diamètre D d'un piston fictif ayant même surface que la couronne sur laquelle s'exerce la pression de la vapeur dans la machine à fourreau.

En désignant par D mètres le diamètre du cylindre, par d le diamètre du fourreau et par D' le diamètre du piston fictif, on a :

$$\frac{\pi D'^2}{4} = \frac{\pi}{4}\left(D^2 - d^2\right) \quad \text{d'où } D'^2 = D^2 - d^2.$$

Pour une machine à fourreau, les formules (1), (2) et (3) deviendront donc de la forme :

$$\text{T kilogrammètres} = 523{,}6\,\frac{A}{2}\left(D^2 - d^2\right) CNP^{kg} =$$

$$7{,}117\,\frac{A}{2}\left(D^2 - d^2\right) CNp^{cm}$$

$$\text{F chevaux} = \frac{A\,(D^2 - d^2)\,CNP^{kg}}{0{,}28647} = \frac{A\,(D^2 - d^2)\,CNp^{cm}}{21{,}076}$$

$$\text{F' chevaux nominaux} = \frac{A\,(D^2 - d^2)\,CN'P'^{kg}}{1{,}14588} = \frac{A\,(D^2 - d^2)\,CN'p'^{cm}}{84{,}304}$$

Remarque III. — Dans la formule (2) donnant la puissance indiquée, la quantité $\frac{AD^2C}{0{,}28647}$ est une constante pour une machine donnée; aussi avant les expériences d'une machine, a-t-on l'habitude de calculer cette quantité, et il ne reste plus qu'à compter le nombre de tours et à déterminer la pression moyenne effective P kilogrammes pour obtenir rapidement la puissance indiquée.

Travail sur l'arbre. — Le travail de la vapeur sur les pistons n'est pas intégralement transmis à l'arbre de couche; une partie de ce travail est absorbé par le frottement des divers organes de la machine et pour le fonctionnement des tiroirs et des diverses pompes.

Soit K la fraction du travail sur les pistons qui est transmis à l'arbre de couche et qu'on désigne sous le nom de *coefficient de rendement sur l'arbre;* on a :

$$\text{Puissance indiquée disponible sur l'arbre} = \frac{AD^2GNP^{kg} + K}{0{,}28647}.$$

Dans les machines marines actuelles en bon état d'entretien, la valeur moyenne de ce coefficient de rendement est de 0,75.

Déduire d'un diagramme le vide moyen au cylindre; correction d'après la pression atmosphérique actuelle. — Le vide effectif au

cylindre est la différence entre la pression atmosphérique du moment et la contre-pression ; cette différence est mesurée par les parties d'ordonnées comprises entre la ligne atmosphérique et la

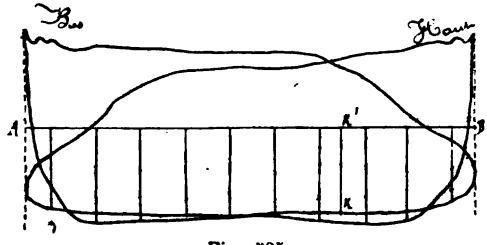


Fig. 585.

courbe d'évacuation. Si nous considérons (fig. 585), le diagramme relevé sur le bas du cylindre la quantité KK' qui mesure l'excès de la pression atmosphérique sur la contre-pression est la valeur du vide effectif pour le point K' de la course descendante.

Comme le vide ne reste pas le même pendant toute la durée de la course, le *vide moyen effectif* s'entendra de la moyenne du vide effectif aux différents points de cette course ; sa valeur se détermine, pour chaque diagramme comme celle de l'effort moyen.

L'opération relative à cette détermination est indiquée en regard de la figure 114.

La somme des ordonnées du vide de la courbe du bas est de 174 millimètres soit 17,4 pour la moyenne ; la somme des ordonnées du vide de la courbe du haut est de 184 millimètres soit 18,4 pour la moyenne. Le vide moyen au cylindre pour les deux courses est donc représenté par $\frac{18,4 \times 17,4}{2} = 18,05$ et a pour valeur $\frac{76 \times 18.05}{1,033 \times 25} = 53^{cm},1$ de mercure, en prenant 25 millimètres pour la flexion des ressorts correspondant à 1 kilogramme par centimètre carré.

Vide moyen de A en B.

HAUT	BAS
17	10
15	20
13	20
19	19
19,5	13,5
19,5	18
22	18
21	19
20	18
12	16,5
184	171
Moyenne. 18,4	Moyenne. 17,7

Afin d'avoir un terme de comparaison entre les vides moyens obtenus quelle que soit du reste la pression barométrique du moment de l'expérience, on est convenu de ramener le vide moyen obtenu dans chaque cas à ce qu'il aurait été sous la pression barométrique normale de 76 centimètres.

La correction à faire subir au vide moyen calculé comme nous l'avons fait plus haut, consiste à se conformer aux règles suivantes :

1° Si la pression barométrique du moment de l'expérience est *inférieure* à la pression normale de 76 centimètres, il faut *ajouter*, au vide obtenu, la différence entre 76 centimètres et la pression barométrique.

2° Si la pression barométrique est *supérieure* à 76 centimètres il faut *retrancher* du vide moyen obtenu, la différence entre 76 centimètres et la pression barométrique.

En effet : supposons que les diagrammes (fig. 114) aient été relevés sous une pression barométrique de $74^{cm},5$ et soit $53^{cm},1$, le vide moyen effectif par rapport à cette pression.

La contre-pression moyenne sera évidemment $74,5 - 53,1 = 21,4$. Or, la contre-pression est tout à fait indépendante de la pression barométrique; par suite si cette dernière pression avait valu 76 centimètres le vide aurait été $76 - 21,4 = 54,6$, soit le vide moyen effectif donné par les diagrammes augmenté de $76 - 74,5$.

Si l'on prend la moyenne arithmétique des résultats obtenus séparément pour chacun des cylindres, on aura le *vide moyen relatif à tous les cylindres.*

Comparaison entre les tensions accusées par l'indicateur et les pressions indiquées par le manomètre des chaudières et le baromètre du condenseur. — Si l'on compare la pression absolue accusée par la plus forte ordonnée d'un diagramme, à cette même pression indiquée par le manomètre des chaudières, on observe que la première est toujours plus faible que la seconde d'une quantité plus ou moins forte suivant la pression initiale de la vapeur.

Cette différence de pression résulte des faits suivants :

1° Le piston s'avançant sous l'action de la vapeur qui le pousse, l'équilibre de tension entre la chaudière et le cylindre, n'a pas le temps de s'établir; de plus, l'écoulement de la vapeur se produisant de la chaudière au cylindre, il faut nécessairement que la pression du premier récipient soit supérieure à celle du second.

2° Les refroidissements qu'éprouve la vapeur par son passage dans des tuyaux longs et tortueux et les étranglements produits par la valve et par le tiroir déterminent une certaine condensation; en outre, pour vaincre les frottements qu'elle éprouve dans tout son parcours, la vapeur développe un certain travail qui se traduit par un abaissement de température et par suite de pression.

La dépression est naturellement d'autant plus forte que les tuyaux de vapeur sont plus longs, les coudes plus prononcés et les passages plus étranglés; dans beaucoup de machines Woolf récentes, la dépression moyenne, pendant l'introduction, observée,

sur les diagrammes du cylindre admetteur, atteint de 10 à 15 p. 100 de la pression au tuyau de vapeur.

D'autre part, si l'on calcule le vide effectif moyen accusé par le diagramme et qu'on le compare au vide indiqué par le baromètre du condenseur, on constate une différence de plusieurs centimètres entre ces deux quantités et le premier est toujours inférieur au second. Ce fait résulte des causes suivantes :

1° La température du cylindre reste toujours supérieure à celle du condenseur pendant leur communication, et, l'écoulement se produisant du cylindre au condenseur la pression du premier récipient doit nécessairement être supérieure à celle du second.

2° L'évacuation ayant lieu pendant la marche du piston, cet organe refoule au condenseur la vapeur qui agit à contre-sens de son mouvement, ce qui se traduit nécessairement par une contre-pression plus forte au cylindre qu'au condenseur.

3° L'élévation de la courbe du vide pendant les périodes de compression et d'avance à l'introduction font diminuer la valeur du vide moyen au cylindre sans influer sur le vide accusé par le baromètre du condenseur. Enfin l'étranglement produit par le tiroir au commencement et à la fin de son ouverture à l'évacuation, augmente encore la contre-pression au cylindre par rapport à celle du condenseur.

Calcul de la dépense de vapeur au moyen des courbes d'indicateur. — Le poids de vapeur dépensée par coup de piston, est évidemment égal au volume de vapeur introduit multiplié par la densité de ce fluide.

En admettant que la vapeur qui actionne le piston soit saturée, la densité est une fonction de sa température et par suite de sa tension ; nous pourrons donc la déterminer au moyen d'une courbe d'indicateur.

Le volume de vapeur introduit à chaque pulsation est égal à celui qu'engendre le piston pendant l'introduction, augmenté du volume de l'espace neutre si on ne tient pas compte de la vapeur qui reste dans ces espaces à la fin de la compression ; soient :

A. Le nombre de cylindres égaux et d'égale introduction.

D. Le diamètre des cylindres.

c'. La fraction de course correspondant à l'introduction en mètres.

N. Le nombre de tours de la machine par minute.

d. La densité de la vapeur à la fin de l'introduction.

d = poids d'un décimètre cube.

En ne tenant pas compte de l'espace neutre, le poids de vapeur dépensé par cylindre et par pulsation sera

$$\frac{\pi D^2 C' \times 1.000 \times d}{4}$$

par heure et pour A cylindres ce poids sera :

$$P = \frac{\pi D^2 C' \times 1000 \times d \times 2N \times A \times 60}{4} = 94248\ AD^2CNd. \quad (1)$$

Pour faire usage de cette formule nous remarquerons que $94248\ AD^2$ représente une constante pour chaque machine ; il reste donc à compter le nombre de tours N et à déduire du diagramme la valeur des quantités c' et d.

Si l'on connaît la valeur de c' ou si l'on possède une courbe de régulation permettant de la déterminer, on obtiendra la pression de la vapeur à la fin de l'introduction en portant $AK = c'$ (fig. 586)

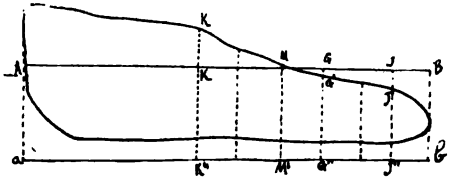


Fig. 586.

et en évaluant en kilogrammes par centimètre carré l'ordonnée K'K'' comprise entre la ligne zéro et le point K' correspondant à la fin de l'introduction. Connaissant la pression absolue de la vapeur on obtient sa densité au moyen de tables que l'on trouve dans la plupart des ouvrages de physique et de mécanique.

Quand on ne connaît pas c' la forme du diagramme permet dans la plupart des cas de reconnaître le point K' correspondant à la fermeture du tiroir ; au surplus si l'on admet, ainsi que le font certains auteurs, que la vapeur reste saturée pendant le phénomène de la détente, on pourra choisir pour la détermination de c' et de d un point quelconque de la course compris entre la fin de l'introduction et le commencement de l'avance à l'évacuation. Il est certain que si, ni le piston ni le tiroir ne laissent filtrer de vapeur, le poids de ce fluide emprisonné dans le cylindre reste constant pendant que le piston parcourt cette partie de sa course.

Quand la courbe coupe la ligne atmosphérique en un point tel que M compris entre la fin de l'introduction et le commencement de l'évacuation, on peut prendre AM pour valeur de c' et la densité d est alors celle correspondante à une pression de une atmosphère c'est-à-dire qu'elle vaut $\frac{1}{1\,650}$ (en supposant toutefois que la pression atmosphérique au moment de l'expérience égale 76 centimètres).

Pour obtenir le volume de vapeur réellement dépensé, il faudrait

ajouter le volume de l'espace neutre à celui engendré par le piston pendant l'introduction ; le volume de l'espace neutre vaut en moyenne 0,1 du volume engendré par le piston dans une course. Généralement on se contente d'ajouter 0,05 de ce volume afin de tenir compte du poids de vapeur qui reste dans le cylindre à la fin de la compression.

Si, à la fin de la compression, la pression de la vapeur devenait égale à celle d'introduction il n'y aurait naturellement pas lieu de tenir compte du volume de l'espace neutre pour le calcul du poids de vapeur.

M. le vice-amiral Labrousse a conseillé d'employer pour ce calcul le procédé suivant : considérer divers points de la course compris entre la fin de l'introduction et le commencement de l'évacuation ; calculer, d'après la formule trouvée plus haut, la dépense de vapeur pour ces divers points et enfin prendre comme dépense réelle le plus fort résultat obtenu.

Ainsi que nous l'avons déjà fait observer, le produit $94248\ AD^2N$ est une constante pour une machine donnée fournissant N tours ; par suite la dépense de vapeur donnée par la formule sera *maximum* lorsque le produit $c' \times d$ sera le plus grand possible.

Or on peut, sans erreur sensible, considérer les densités des vapeurs saturées comme directement proportionnelles aux pressions absolues ; de sorte que si nous appelons P' la pression absolue correspondant à la fraction de course c', la dépense sera la plus grande possible lorsque le produit c' P' sera maximum.

Si la pression de la vapeur suivait la loi de Mariotte pendant sa détente, la forme du diagramme depuis la fin de l'introduction jusqu'à l'avance à l'évacuation, serait un arc d'hyperbole équilatère et le produit c'P' serait le même pour tous les points de la course compris entre K et F de la figure 115.

Mais la pression de la vapeur ne suivant pas rigoureusement cette loi nous obtiendrons dans nos calculs des valeurs différentes par ce produit.

Exemple de calcul du poids de vapeur dépensé en faisant usage du procédé Labrousse et en ne tenant pas compte du volume des espaces neutres. — Soient les deux diagrammes de la figure 116 relevés aux deux extrémités de la machine à deux cylindres du bateau de service *le Porteur* à l'allure de 42 tours et demi par minute.

Le diamètre des cylindres $D = 0^m,720$ et la course $c = 0^m,850$. (La flexion des ressorts étant de 20 millimètres pour un kilogramme par centimètre.)

D'après la forme du diagramme du bas, la période d'introduction semble cesser au point c qui correspond aux 0,75 de la course ; prenons les points D et E, le premier à droite correspondant au 0,70 de la course et le second à gauche correspondant aux 0,80

et menons les ordonnées des points DCE limitées à la courbe et à la ligne zéro.

Mesurons en millimètres les longueurs des ordonnées, et soient $D'D'' = 26^m,5$; $c'c'' = 26$ millimètres ; $E'E'' = 24^m,5$,

Faisons les produits $D'D'' \times AD$ soit $26,5 \times 0,70 = 18,55$
— $c'c'' \times AC$ — $26 \times 0,75 = 19,50$
— $E'E'' \times AE$ — $24,5 \times 0,80 = 19,60$

Les produits des ordonnées par les abscisses ayant été constamment en croissant jusqu'aux 0,80 de la course, prenons le point F correspondant aux 0,85 et faisons le produit $F'F'' \times AF$, soit $22,5 \times 0,85 = 19,125$. Ce dernier produit étant moindre que le précédent, nous voyons que le produit *maximum* correspond aux 0,80 de la course.

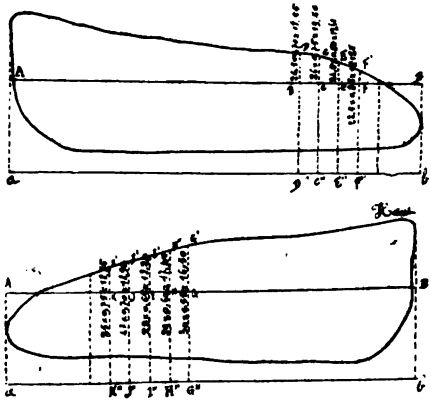


Fig. 587.

Opérons sur le diagramme du haut comme nous venons de le faire sur celui du bas (Les calculs sont effectués sur la figure 587), nous voyons que pour ce diagramme le produit maximum correspond aux 0,70 de la course.

En appliquant le procédé Labrousse à la détermination du poids de vapeur donné par la formule $P = 94\,248\ AD^2C'Nd$ (1) nous prendrons pour valeur de c', $c^1 = 0,80\ c$ pour le diagramme du bas et $c'_1 = 0,70\ c$ pour le diagramme du haut. Si nous cherchons les valeurs p_1 et p'_1 des pressions absolues correspondant aux ordonnées qui ont fourni les produits maxima, nous obtenons :

$$p_1 \text{ kilogrammes} = \frac{24,5}{20} = 1^{kg},225 \text{ pour le diagramme du bas.}$$

et

$$p'_1 \text{ kilogrammes} = \frac{27}{20} = 1^{kg},350 \text{ pour le diagramme du haut.}$$

Les produits d_1 et d'_1 correspondant aux pressions p_1 et p'_1 sont $d_1 = 0,000711$ et $d'_1 = 0,000779$.

Le produit $c'\ d$ à faire entrer dans la formule (1) doit être une moyenne arithmétique entre les produits $c_1\ d_1$ et $c'_1\ d'_1$ des divers

diagrammes relevés simultanément sur tous les cylindres égaux introduisant directement la vapeur des chaudières.

Supposons notamment que nous ayons agi sur les diagrammes de la machine R comme nous venons de le faire pour ceux de la machine A et admettons que nous ayons trouvé que le produit maximum correspondait aux 0,82 pour le diagramme du bas et aux 0,72 pour celui du haut ; nous aurons alors : $c_2 = 0{,}82\,c$ pour le diagramme du bas, et $c'_2 = 0{,}72\,c$ pour celui du haut.

Imaginons en outre que les densités d_2 et d'_2 de la vapeur à ces tractions de la course soient respectivement

$$d_2 = 0^{kg},000708 \text{ et } d'_2 = 0{,}000772$$

$$c'd = \frac{c_1d_1 + c'_1d'_1 + c^2d_2 + c'^2d_2 = 0{,}80 \times 0{,}850 \times 0{,}000711 + 0{,}70}{4} =$$

$$= \frac{0{,}850 \times 0{,}000779 + 0{,}82 \times 0.850 \times 0{,}000708 \times 0{,}72 \times 0{,}850}{4} =$$

$$= \frac{0{,}000483480 + 0{,}000463505 + 0{,}000493476 + 0{,}000472464}{4} =$$

$$= 0{,}000478231.$$

Le poids de vapeur dépensé par heure sera, pour la machine qui nous occupe :

$$P^{kg} = 94248 \times 2 \times 0{,}\overline{720}^2 \times 42{,}5 \times 0{,}000478231 = 1986^{kg},066.$$

Remarque. — Le résultat obtenu d'après ce calcul ne donne pas rigoureusement le poids de vapeur sorti de la chaudière ; car nous n'avons tenu compte ni des condensations dans le tuyau de vapeur, dans le cylindre et dans les chemises, ni du degré d'humidité de la vapeur à la fin de l'introduction.

Afin de tenir compte de ces omissions, il convient de multiplier ce résultat par un coefficient variant de 1,15 à 1,20 pour les machines ordinaires à moyenne pression et à faible détente avec enveloppe sèche aux cylindres.

Pour les machines Woolf à haute pression avec chemise de vapeur à tous les cylindres, la dépense calculée comme ci-dessus (pour les cylindres admetteurs seulement) doit être augmentée du poids de l'eau des purges.

Pour mesurer directement le poids de vapeur aqueuse envoyé aux cylindres dans les machines pourvues de condenseurs à surfaces, M. Risbeck, ingénieur des constructions navales, a employé l'appareil suivant : sur le tuyau de décharge accidentelle se trouve greffée une tubulure munie d'un robinet à deux voies permettant de faire communiquer alternativement la décharge accidentelle avec deux réservoirs de capacité connue.

Ces deux réservoirs possèdent à leur base un robinet de purge

communiquant avec une bâche auxiliaire où peuvent puiser les pompes alimentaires.

Lorsqu'on veut se servir de cet appareil pour mesurer le poids de vapeur dépensée, on fait préalablement le plein de la bâche auxiliaire, on ferme la communication du réparateur avec le condenseur ou avec la bâche à eau douce de la machine, on établit la communication des pompes alimentaires avec la bâche auxiliaire en même temps qu'on l'intercepte avec les bâches à eau douce de la machine, puis on ouvre le robinet à deux voies afin d'établir la communication entre la décharge accidentelle et l'un des réservoirs dont on aura préalablement fermé le robinet de purge.

On note l'heure à partir de laquelle la vapeur condensée se déverse dans le premier réservoir; et dès que celui-ci est plein, on tourne le robinet à deux voies pour que l'eau se déverse dans le deuxième réservoir en même temps que l'on ouvre le robinet de purge du premier pour lui permettre de se vider dans la bâche auxiliaire. On remplit et on vide ainsi alternativement les deux réservoirs pendant un temps plus ou moins long, un quart d'heure par exemple et il suffit de multiplier la capacité des réservoirs par le nombre de fois qu'ils ont été remplis pour avoir le poids de vapeur dépensé pendant le temps considéré.

Poids de vapeur dépensé par cheval indiqué et par heure. — Ce poids est évidemment égal à $\frac{P}{F}$, et comme les courbes de la figure 116 donnent une puissance de 146 chevaux, il vient :

$$\frac{P}{F} = \frac{1986^{kg},066}{146} = 13^{kg},603.$$

Eu égard aux conditions de fonctionnement de la machine il convient de multiplier ce résultat par le coefficient 1,20 et la dépense probable aux chaudières par heure et par cheval devient $13^{kg},603 \times 1,2 = 16^{kg},324$. Ce chiffre est très élevé mais il correspond à un fonctionnement à moyenne pression et à un degré de détente très faible.

Dans les nouvelles machines fonctionnant à 4 ou 5 kilogrammes de pression absolue avec un degré de détente variant, de 5 à 6, la dépense de vapeur par kilomètre et par cheval est de 8 à 9 kilogrammes.

Détermination du pouvoir calorifique pratique d'un combustible d'après la connaissance du poids de vapeur dépensée. — Supposons qu'ayant calculé la dépense de vapeur d'une machine par le procédé indiqué précédemment nous ayons trouvé : P = 1 986 kilogrammes.

Soient : 380 kilogrammes le poids de charbon dépensé en une heure,
— 140° la température de la vapeur des chaudières,
— 40° — de l'eau d'alimentation,
— 3° du pèse-sel réglementaire le degré de concentration de l'eau des chaudières :

Les 1 986 ^{kg} de vapeur utilisés aux cylindres ont nécessité : 1° la formation aux chaudières de 1 986^{kg} $\times$ 1.2 = 2 371^{kg},200 de vapeur sèche, soit une dépense de (606,5 + 0,305 $\times$ 140 — 40) 2 371,2 = 1 444 535 calories.

2° L'élévation à une température égale à celle de la vapeur de 2 371^{kg},200 $\times$ 0,500 d'eau d'extraction, soit une quantité de chaleur représentée par :

$$2371,2 \times 0,500\ (140\text{-}40)\ 0,82 = 97219 \text{ calories.}$$

(0,82 étant la capacité calorifique de l'eau de mer.)

La chaleur totale utilisée par les 380^{kg} de chaleur dépensée a donc été : 1 444 535 + 97 219 = 1 541 754 calories.

Soit $\frac{1\,541\,754}{380}$ = 4 057 calories par kilogramme de charbon brûlé.

FORMES DIVERSES DES COURBES D'INDICATEUR DANS LES MACHINES ORDINAIRES

Introduction naturelle. Registre ouvert en grand. — En pareil cas, la courbe affecte la forme de la figure 588. Pendant l'introduction AC elle reste sensiblement parallèle à la ligne atmosphérique ; pourtant vers le point c' fin de l'introduction, la courbe

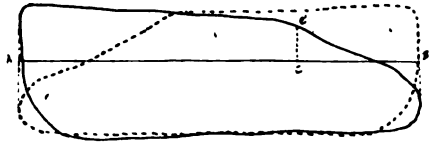


Fig. 588.

s'arrondit en accusant un abaissement de pression avant la fermeture complète du tiroir. Ce fait résulte de ce que la section d'ouverture de l'orifice devient insuffisante pour livrer passage à toute la vapeur qui serait nécessaire pour remplir l'espace libre que le piston laisse derrière lui.

Registre étranglé. — Lorsque le registre est légèrement étranglé,

le diagramme s'infléchit dès le commencement de la course et affecte la forme de la figure 589, lorsqu'il est fortement étranglé il prend la forme de la figure 590. Cette inflexion de la courbe provient

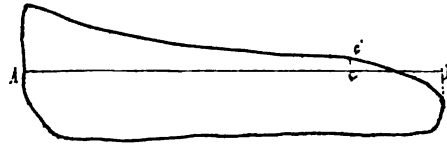


Fig. 589.

de ce que la vapeur n'influe pas en quantité suffisante pour remplir l'espace libre que le piston laisse derrière lui. L'inflexion est

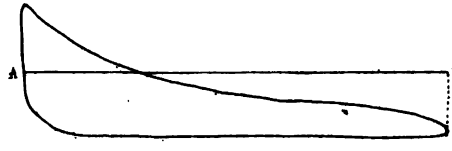


Fig. 590.

naturellement d'autant plus forte que le registre est plus étranglé et que la vitesse du piston est plus grande. Avec une courbe telle que celle figure 590, le point qui correspond à la fermeture à l'introduction ne se trouve pas marqué.

Courbes indiquant la détente variable à divers degrés d'introduction. — Si l'organe de détente est conduit par des cames, le point qui correspond à la fermeture est parfaitement indiqué comme

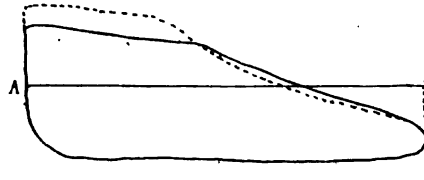


Fig. 591.

ur la figure 591 *bis*. Si cet organe est conduit par un excentrique ou une manivelle, la courbe affecte la forme de la figure 591, c'est-à-dire qu'elle s'arrondit en accusant un abaissement de pression un peu avant la fermeture complète de la détente.

Les courbes en traits pleins de ces deux figures correspondent à 0,50 d'introduction et celles en tirets à 0,35.

Si les courbes ne montent pas à la même hauteur pendant l'introduction, cela provient de ce que ces diagrammes ont été relevés avec des pressions initiales différentes.

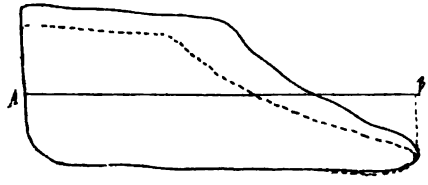


Fig. 591 *bis*.

Courbes obtenues lors de l'emploi du secteur à différentes suspensions. — Les courbes de la figure 592 répondent au cas qui nous occupe. La courbe (a) correspond à la position du bouton au fond de la coulisse et le registre ouvert en grand, cette courbe ne présente rien de particulier. Les courbes (b) et (c) correspondent à des suspensions différentes du secteur, le registre également

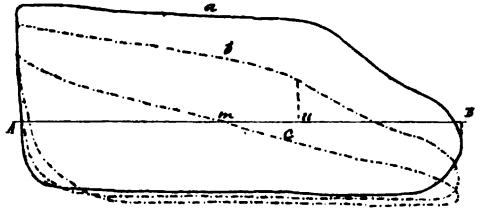


Fig. 592.

ouvert en grand. Lors du tracé des trois courbes, la pression initiale aux chaudières était la même ; mais malgré cela, nous remarquerons que la pression, pendant l'introduction, tombe d'autant plus rapidement que le bouton d'entraînement est plus rapproché du milieu de la coulisse. Cet effet résulte de la faible section d'ouverture déterminée par le tiroir.

L'introduction semble cesser en *n* pour la courbe (b) et vers le point *m* pour la courbe (c) ; ces points sont souvent très difficiles à reconnaître sur les diagrammes relevés dans ces conditions. Les courbes de cette figure ont été relevées sur une machine pourvue d'un secteur à bielles décroisées ; il est facile de remarquer que les avances et la compression augmentent à mesure qu'on diminue l'introduction ; l'accroissement de la période de compression est surtout rendu très sensible sur ces diagrammes. Le vide est meilleur et plus tôt établi avec la courbe (c) qu'avec

les deux autres ; ce fait s'explique par la faible période d'introduction et l'accroissement de l'avance à l'évacuation.

Courbes indiquant un dérangement du point d'attache. — En nous rappelant ce que nous avons étudié au sujet des changements qu'éprouve la régulation par le fait d'une modification dans la longueur d'une tige de tiroir ou de la bielle d'excentrique, il nous est facile d'en déduire la forme que doivent avoir les diagrammes.

Une tige trop longue reporte le tiroir vers le bas ; par suite, pour un tiroir en coquille, les recouvrements à l'admission bas et à l'évacuation haut augmentent, tandis que les recouvrements à l'admission haut et à l'évacuation bas diminuent.

En conséquence, le diagramme du bas doit accuser : 1° Une trop faible avance à l'introduction et une trop faible période d'introduction ; 2° Une trop grande avance à l'évacuation, une trop longue période d'évacuation et par suite une compression commençant trop tard. Le diagramme relevé sur l'autre extrémité du cylindre doit indiquer des effets inverses.

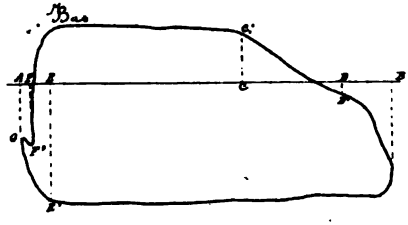


Fig. 593.

Le diagramme du bas affectera donc à peu près la forme de la figure 123 qui accuse les divers effets que nous venons d'énumérer. Sur ce diagramme l'on observe que l'introduction ne commence qu'en F' alors que le piston a déjà franchi la partie AF de sa course ascendante ; l'avance à l'évacuation commence en D', alors que le piston a encore environ les 0,15 de sa course à parcourir ; enfin la compression ne commence qu'en E' lorsque le ton est parvenu aux 0,94 de sa course. La vapeur refoulée pendant la compression fait monter le piston de l'indicateur jusqu'en G.

Le crochet placé en G provient de ce que la vapeur refoulée, pendant la compression, se détend lorsque le piston est parvenu aux 0,94 de sa course. La vapeur refoulée pendant la compression fait monter le piston de l'indicateur jusqu'en G.

Le crochet placé en G provient de ce que la vapeur refoulée, pendant la compression, se détend lorsque le piston revient sur ses pas, et la pression ne remonte qu'en F lorsque le tiroir ouvre à l'admission. La courbe relevée sur le haut du cylindre présente à peu près la forme de la figure 124 sur laquelle la période d'introduction AC est plus longue qu'elle ne l'est d'habitude ; l'avance à l'évacuation BD est excessivement faible, aussi l'équilibre de ten-

sion entre le cylindre et le condenseur ne s'établit-il que lorsque le piston a parcouru une partie notable de sa course rétrograde. La compression commence beaucoup trop tôt en E', et l'avance à l'introduction est aussi beaucoup trop forte, puique l'équilibre de tension entre le cylindre et la chaudière est établi bien avant l'arrivée du piston à son point mort. Si la tige du tiroir avait été trop courte (le tiroir considéré étant toujours un tiroir en coquille) le diagramme relevé sur le haut eût affecté la forme (fig. 593), et celui du bas la forme (fig. 594).

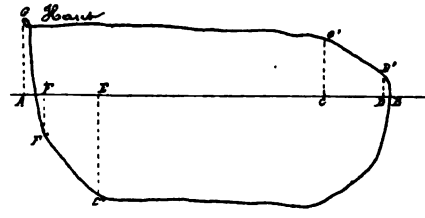


Fig. 594.

Comme un allongement ou un raccourcissement de la tige produit des effets inverses sur les deux genres de tiroirs, avec un tiroir en D, une tige trop longue aurait donné le diagramme (fig. 123) pour le haut et le diagramme (fig. 594) pour le bas, tandis qu'une tige trop courte aurait donné la figure 593 pour le bas et la figure 594 pour le haut.

Courbe accusant une avance exagérée de l'excentrique. — Si l'avance de l'excentrique est trop forte, nous savons que toutes les fonctions du tiroir sont avancées, c'est-à-dire que tous les orifices s'ouvrent et se ferment trop tôt. Les diagrammes relevés aux

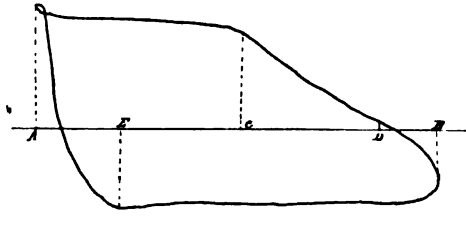


Fig. 595.

deux extrémités du cylindre accuseront les mêmes défectuosités et ils affecteront tous les deux une forme du genre (fig. 595), dans lequel la période d'introduction fixe AC est trop faible, tandis que la compression et les avances, tant à l'introduction qu'à l'évacuation, sont trop grandes.

Courbe accusant un retard de l'excentrique. — Si l'angle d'avance de l'excentrique est trop petit, les ouvertures et les fermetures

des différents orifices ont lieu trop tard ; par suite, les diagrammes des deux extrémités devront indiquer ces faits et ils

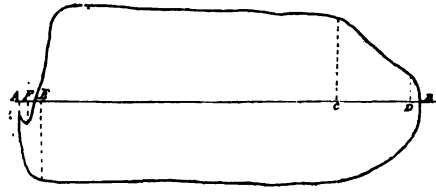


Fig. 596.

affecteront, tous les deux, à peu près la forme de la figure 596, sur laquelle la détente, la compression et les avances, tant à l'introduction qu'à l'évacuation commencent trop tard.

Courbe obtenue avec des orifices trop petits. — La courbe tracée en trait plein (fig. 597) correspond à cette circonstance, elle s'infléchit dès le commencement de la courbe de la même manière et pour les mêmes raisons que dans le cas de la fermeture partielle du registre. La partie inférieure a une forme qui est propre au

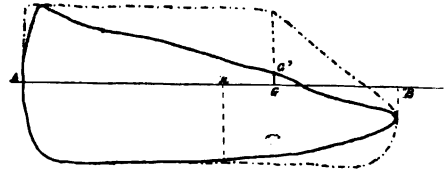


Fig. 597.

cas qui nous occupe ; par le fait de la petitesse des orifices, l'équilibre de tension entre le cylindre et le condenseur ne s'établit que lorsque le piston a parcouru une très grande partie de sa course.

Le diagramme tracé en pointillé est celui qui serait obtenu avec des orifices suffisamment grands. La différence entre les surfaces interceptées, indique la diminution de travail résultant de la petitesse des orifices.

Courbe d'indicateur dans le cas d'une fuite de l'organe de détente. — Une fuite de vapeur par l'obturateur de détente ne peut guère être reconnue sur un diagramme, à moins que cette fente ne soit très grande, ou bien à moins que l'on possède un autre diagramme relevé dans les conditions de bonne fermeture ; dans ce

dernier cas, en superposant les deux courbes comme sur la figure 598, on remarque que la diminution de pression pendant la détente, est moins rapide sur le diagramme en trait continu pris hors de la fuite, que sur celui en pointillé relevé lorsque l'obturateur fermait bien l'orifice.

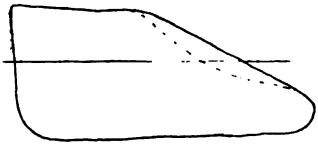


Fig. 598.

Une fuite de l'organe de détente n'a pas une importance bien grande, on dépense il est vrai plus de vapeur que s'il n'y avait pas de fuite, mais le travail obtenu est aussi un peu plus grand.

Courbe obtenue lors d'une fuite du piston ou du tiroir. — Si la garniture du piston ne porte pas parfaitement sur les parois du cylindre, ou si le tiroir ne porte pas parfaitement sur la glace, la vapeur peut passer sur le pourtour du piston ou entre la glace et les barrettes; dans ce cas, la courbe affectera à peu près la forme de la figure 599.

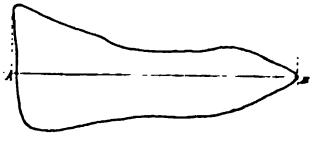


Fig. 599.

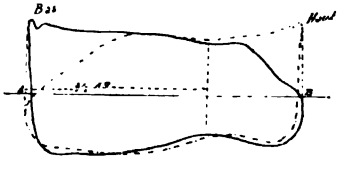


Fig. 600.

Une semblable cause tend en effet à diminuer la pression du côté de l'introduction et à l'augmenter au contraire du côté de l'évacuation. Si la fuite est considérable, la pression baissera rapidement du côté de l'introduction, jusqu'à ce que le piston soit parvenu aux environs de sa mi-course, mais à partir de ce moment, la vapeur qui envahit le condenseur ne se condensant pas assez vite, la courbe pourra remonter un peu pour retomber de nouveau lorsque cessera l'introduction. Du côté de l'évacuation, la courbe ne tombera que lentement par suite de l'arrivée constante de nouvelle vapeur au condenseur.

Si la fuite provient d'une forte ovalisation du cylindre en un certain point de sa longueur, aux $\frac{3}{5}$ par exemple à partir du bas, les courbes relevées sur les deux faces pourraient affecter la forme figure 600. La partie supérieure des courbes accuse un abaissement de pression lorsque la vapeur affluente peut passer

sur l'autre face, tandis que la partie inférieure accuse un accroissement de pression au moment où cette fuite a lieu.

Courbe d'une machine à haute pression, à grande détente et à condensation. — Cette courbe (fig. 601) ne diffère de celle relevée sur une machine à moyenne pression que par la position de la ligne atmosphérique AB qui est nécessairement très basse par rapport au diagramme. La figure 101 a été relevée avec un indicateur dans lequel la flexion des ressorts était de 10 millimètres pour 1 kilogramme par centimètre carré de surface.

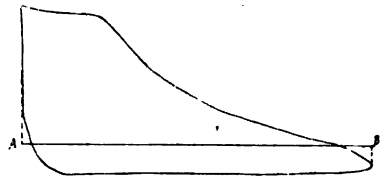


Fig. 601.

Courbe d'une machine à haute pression avec évacuation à l'air libre. — La figure 602 est un diagramme relevé sur une machine fonctionnant à 5 kilogrammes de pression absolue aux chaudières. Comme forme, ce diagramme ne diffère de ceux des machines à moyenne pression et à condensation que par la position de la ligne atmosphérique qui se trouve au-dessous de la courbe. Pendant l'évacuation, la contre-pression dans le cylindre est toujours supérieure à la pression atmosphérique.

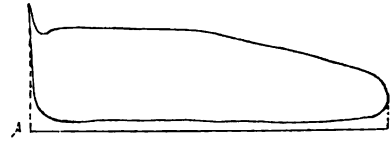


Fig. 602.

Courbe d'une machine à basse pression. — La figure 603 est un spécimen relevé sur une machine fonctionnant à $1^{kg},250$ de pression absolue, la flexion des ressorts de l'indicateur était de 20 millimètres pour 1 kilogramme par centimètre carré. Ce diagramme ne diffère de ceux des machines à moyenne pression qu'en ce que la ligne des pressions absolues s'élève très peu au-dessus de la ligne atmosphérique.

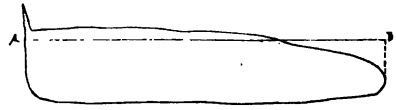


Fig. 603.

Lorsque la machine fonctionne sur le vide, c'est-à-dire lorsque la pression absolue tombe au-dessous de la pression atmosphérique, le diagramme se

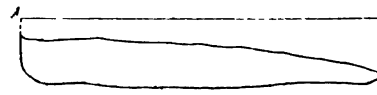


Fig. 604.

trouve entièrement situé au-dessous de la ligne atmosphérique et présente l'aspect de la figure 604 qui a été tracée dans ces conditions.

Courbe d'une machine à moyenne pression évacuant à l'air libre. — Le diagramme (fig. 605) est un spécimen relevé sur une machine à moyenne pression évacuant dans l'atmosphère par suite d'avaries dans l'un des organes de condensation.

On remarque qu'au point *g* qui correspond à l'avance à l'évacuation, la courbe se relève au lieu de tomber comme dans les autres diagrammes ; cela tient à ce que vers la fin de la détente, la pression est devenue inférieure à la pression atmosphérique et, lorsque le tiroir ouvre l'orifice à l'évacuation comme l'équilibre de tension entre le cylindre et l'atmosphère tend à s'établir, au lieu d'un échappement de vapeur, c'est une rentrée d'air qui a lieu, vers la fin de la course, la pression au cylindre est à peu près égale à 1 atmosphère et lorsque le piston revient sur ses pas, il comprime légèrement la vapeur et l'air renfermés dans ce récipient pour les obliger à évacuer, c'est ce qui fait que la partie inférieure du diagramme se trouve située un peu au-dessus de la ligne atmosphérique. A partir du point K' où commence la compression, la courbe remonte rapidement et la pression des gaz comprimés devient supérieure à la pression de la vapeur affluente ; de sorte, que lors de l'avance à l'introduction, point qui correspond au point F du diagramme, l'équilibre de tension entre le cylindre et la chaudière tend à s'établir et par suite le crayon tombe brusquement de F en D.

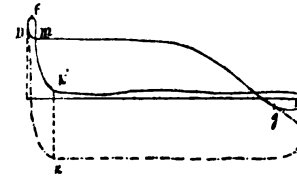


Fig. 605.

Le diagramme tracé en pointillé est celui que l'on aurait obtenu sur cette même machine si la condensation avait eu lieu en vase clos ; la pression initiale, la période d'introduction et la régulation du tiroir étant supposées les mêmes lors du tracé des 2 diagrammes.

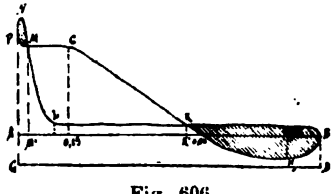


Fig. 606.

Courbe obtenue sur une machine à haute pression sans condensation et avec une très grande détente. — Le diagramme (fig. 606) relevé sur une machine à haute pression fonctionnant dans ces conditions affecte une forme à peu près semblable à celle obtenue dans les circonstances mentionnées au

paragraphe précédent, les deux crochets des extrémités s'expliquent facilement.

Supposons en effet, qu'une machine fonctionnant à H atmosphères de pression absolue n'introduise que pendant les 0,15 de la course; si nous admettons que pendant la détente la vapeur suive la loi de Mariotte, la valeur de x calculée d'après la relation suivante :

$$\frac{0,15}{x} = \frac{1^{atm}}{4^{atm}}, \text{ d'où } x = 0,60,$$

nous donnera la fraction de course parcourue par le piston, lorsque la pression absolue de la vapeur qui se détend sera devenue égale à la pression atmosphérique.

A partir des 0,6 de la course, la courbe passera donc en dessous de la ligne atmosphérique, et vers les 0,9 de cette même course, c'est-à-dire lors de l'avance à l'évacuation, au lieu d'un échappement de vapeur c'est une rentrée d'air qui se produira. L'accroissement de pression résultant de cette rentrée d'air explique le crochet de droite; quant à celui de gauche ainsi que la position de la partie inférieure du diagramme au-dessus de la ligne atmosphérique, ils résultent de causes semblables à celles signalées dans le paragraphe précédent.

Remarque. — Lorsque les diagrammes présentent une forme telle que celle des figures 135 et 136, le travail développé dans une pulsation est représenté par la surface MGKL diminuée de la somme des surfaces des deux crochets. — Pour le démontrer, traçons la ligne du vide absolu CD; la surface FGKHBDC représente le travail de la pression absolue et la surface BKLMNFCD est l'expression du travail de la contre-pression.

Le travail effectif étant la différence entre ces deux travaux sera représenté par : surface FGKHBDC, surface BKLMNECD = surface MGRL (Surface KHB + surf. NNF).

Les deux parties hachées interceptées par les crochets expriment donc des travaux négatifs; or, pour qu'il n'y ait pas de crochet du genre de KHB il faut que la durée de l'introduction soit telle que, lors de l'avance à l'évacuation, la pression dans le cylindre soit encore au moins égale à la pression existant dans le milieu où l'échappement se produit. Cette remarque vient corroborer ce que nous avons déjà dit au sujet des inconvénients résultant de l'emploi de la détente poussée trop loin.

Courbes faussées par le fait de l'indicateur. — Certaines erreurs provenant du fait de l'indicateur peuvent ne pas être rendues sensibles sur le diagramme, mais il en est d'autres au contraire que les courbes accusent ou font pressentir, telles sont celles qui

résulteraient d'entraves apportées au jeu du piston dans le cylindre de l'instrument par le fait de la présence de corps étrangers, ou pour toute autre cause. Dans ce cas, le petit piston descend par saccades quand l'excès de la pression des ressorts sur la pression aux cylindres a été capable de vaincre la résistance qui s'opposait à la marche de ce piston, et la courbe affecte à peu près la forme de la figure 607. La courbe pointillée est celle qu'eût tracé le crayon si le piston avait pu se mouvoir librement.

Fil trop long. — Lorsque le fil conducteur est trop long, ou autrement dit lorsque le fil prend du mou au point mort bas du piston, on peut s'en apercevoir sur les diagrammes. Ainsi, si on a une courbe telle que la figure 608 prise au bas du cylindre,

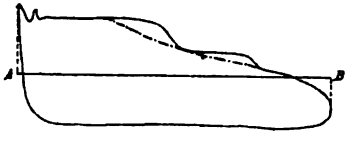


Fig. 607.

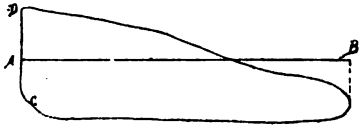


Fig. 608.

donnant une période de compression plus faible que d'habitude et sans indice d'avance à l'introduction, on en conclura naturellement que le fil conducteur est trop long, car dans ce cas, le système d'enroulement du papier reste immobile quelques instants aux environs du point mort bas et pendant ce temps le crayon monte verticalement de C en D. Dans l'hypothèse que nous avons admise, le diagramme relevé sur le dessus doit avoir la forme de la figure 109 sur lequel on voit que le crayon arrivé en F est tombé verticalement de F en G aux environs du point mort bas du piston, c'est-à-dire pendant le temps que le cylindre porte-papier est resté immobile.

Fil trop court. — Si le fil est trop court, ou encore si la corde à boyau est totalement déroulée et que le cylindre porte-papier appuie sur son point d'arrêt avant que le piston ait atteint son point mort haut, le cylindre porte-papier cesse de tourner avant que le piston ne soit arrivé à cette extrémité de course.

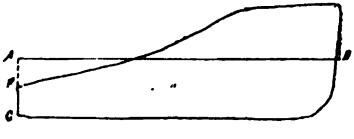


Fig. 609.

Dans ce cas, le diagramme figure 608 est celui que l'on obtiendrait sur le haut du cylindre, et le diagramme figure 609 celui que l'on relèverait sur le bas.

Ondulations produites par le fontionnement de l'indicateur. — Ces ondulations se rencontrent plus ou moins marquées sur toutes les courbes et rendent quelquefois difficile le calcul de l'effort moyen. Quand le cas se présente, on enveloppe les ondulations de la courbe relevée par deux courbes régulières tangentant intérieurement et extérieurement les ondulations; puis on fait passer une courbe médiane sur laquelle on mesure les ordonnées; on rectifie aussi la partie inférieure de la courbe par une droite E_1 E.

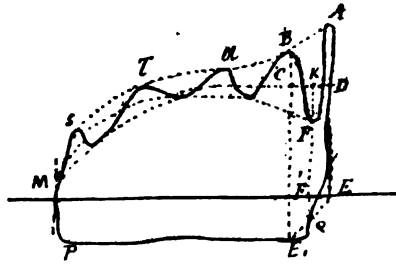


Fig. 609 *bis*.

ALTÉRATION DES DIAGRAMMES PRODUITS PAR UNE RÉGULATION DÉFECTUEUSE

Sur la figure K où l'introduction est d'environ les 0,50 de la course du piston, devrait durer jusqu'en A et A', les courbes C et C' montrent que les avances sont insuffisantes et que les orifices

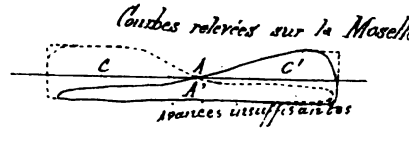


Fig. K.

sont très étranglés. Ces diagrammes ont été obtenus en changeant la suspension de la coulisse avec une grande réduction de la course du tiroir, ce qui diminue les avances et la hauteur découverte des orifices.

MOTEUR A DISTRIBUTION PAR CAMES, CROISEUR « NAIADE »

Vapeur humide (fig. H). — La présence de l'eau peut aussi amener à une diminution sensible de la pression, et par conséquent modifier d'une façon sensible le coefficient économique de la vapeur, en produisant un abaissement de la pression et une augmentation

de la contre-pression, puisque cette eau favorise la condensation de la vapeur qui arrive des chaudières pendant l'admission et se revaporise pendant l'évacuation, cause de chute de la température. La courbe en pointillé correspond à une vapeur très humide ; il s'en condense une grande quantité au début de la course et la pression au moment de l'introduction baisse fortement de A en A', puis elle reprend en A' lorsque le cylindre est réchauffé, une vapeur plus normale tout en continuant à diminuer.

La courbe B nous indique l'effet produit par des avances insuffisantes à l'admission et à l'évacuation ; la pression et la contre-pression n'atteignent leur valeur normale que lorsque le piston a déjà parcouru une certaine partie de sa course ; la courbe présente un arrondi en AB et la contre-pression se trouve augmentée en CD ; les parties hachées indiquent la différence avec un dia-

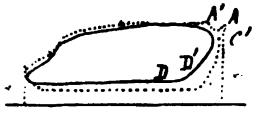
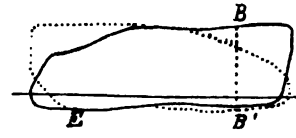


Fig. H.



Cannonière *Chacal.*

gramme normal. Canonnière *Chacal*, la courbe représente une fuite dans le tiroir.

La figure E nous représente le cas de retards à l'admission et à l'évacuation ; la déformation est encore mieux indiquée et plus considérable. La vapeur est comprimée dans les espaces morts jusqu'en A, elle se détend lorsque le piston repart en sens inverse et la pression ne commence qu'au moment de l'ouverture de l'introduction, par suite de la compression en A et en C il y a des boucles à ces parties de la course où la vapeur est sans issue, puis du côté de l'admission une petite chute au moment de l'ouverture et que le piston repart en sens inverse et enfin remonte de la pression. Le même effet se produit à l'évacuation ; avant l'arrivée du piston à bout de course, la contre-pression fait remonter la courbe en C, forme la boucle, puis quand le piston revient sur ses pas et que l'ouverture à l'évacuation se produit, la pression tombe.

La figure G nous représente les effets produits par une avance exagérée à l'introduction et à l'évacuation. La pression et la contre-pression atteignent presque leur valeur normale avant l'arrivée du piston à bout de course.

L'augmentation de l'avance à l'admission qui est indispensable au bon fonctionnement d'une machine, ne doit pas être exagérée par suite du dérangement du tiroir ; car, par suite de cette

avance, la pression qui s'établit sous le piston l'arrête brusquement avant la fin de sa course, et les partages changent avec une vitesse assez grande donnant lieu à des chocs violents. L'allure de la machine devient saccadée, le piston de cette machine présentant des résistances anormales dans certaines parties de sa course au fonctionnement régulier des autres cylindres. Dans les anciennes machines Woolf a trois cylindres égaux, le cylindre milieu admetteur donnait généralement lieu à des chocs assez

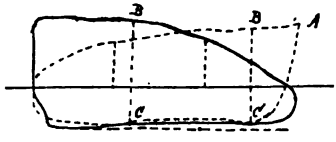


Fig. A.

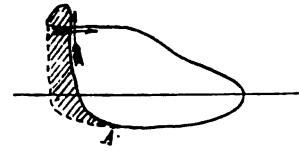


Fig. F.

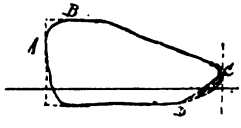


Fig. B.

Fig.C.

Fig. D.

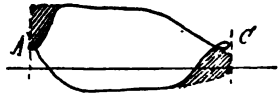


Fig. E.

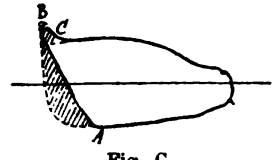


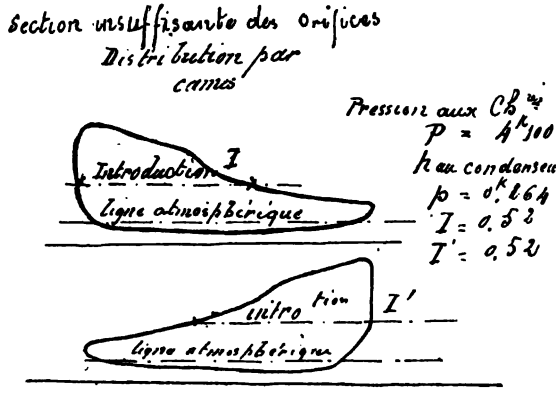
Fig. G.

sensibles par suite de ces avances et de la durée de l'introduction qui était poussée aux 0,90 de la course du piston.

Les figures F, C, D nous indiquent une contre-pression trop grande qui fait remonter la courbe à partir du point A trop longtemps avant l'arrivée du piston au point mort. Si avec cela l'avance est convenable, la pression peut être établie au commencement de la course. On peut aussi avoir une boucle comme dans la figure F si le refoulement est assez grand pour que la pression de la vapeur refoulée et comprimée dans les espaces morts dépasse celle de la vapeur affluente; si par un refoulement exagéré ou une grande avance à l'introduction, la pression de la vapeur peut s'être établie avant la fin de la course (fig. D).

Enfin si au lieu d'une avance on a un retard (fig. E et fig. G), et les courbes prennent celle des figures E et G indiquant un refoule-

ment assez grand pour que la pression dans les espaces morts dépasse la pression de la vapeur à l'admission en B puis baisse un peu de B en C, et tombe au moment de l'admission, une partie de la vapeur comprimée dans les espaces ouverts s'échappant du côté de la chaudière. En général presque toutes ces modifications représentent une perte sur le diagramme ; mais les grands refou-



lements tout en réduisant la force produite dans le cylindre, diminuent la dépense de vapeur par les espaces morts. La grandeur de la compression doit autant que possible être réglée de façon à produire dans l'espace nuisible une pression peu différente de celle qui existe dans la chaudière. Un certain nombre de défauts que nous venons de signaler peuvent se présenter sur une même courbe et une lecture attentive des diagrammes permet de reconnaître les principales défectuosités de la distribution de la vapeur.

TRAVAIL DES MACHINES WOOLF OU COMPOUND

On désigne sous le nom de machines Woolf, les appareils dans lesquels la vapeur arrivant de la chaudière, pénètre d'abord dans un premier cylindre nommé cylindre admetteur dans lequel elle subit une première détente propre à ce cylindre. En évacuant ce cylindre, la vapeur se rend dans un ou plusieurs cylindres dits détendeurs où elle travaille en subissant une nouvelle détente. Cette deuxième expansion produite pendant la communication du cylindre admetteur avec le ou les cylindres détendeurs s'appelle détente au Woolf. Enfin l'introduction dans le ou les cylindres

détendeurs n'ayant pas lieu pendant toute la durée de la course de leurs pistons, il se produit une nouvelle phase d'expansion dans ces cylindres qu'on appelle la détente propre de ou des détendeurs.

La capacité qui existe toujours entre le cylindre admetteur et le ou les cylindres détendeurs, constitue ce qu'on appelle le réservoir intermédiaire. Ce réservoir se compose du volume d'évacuation du conduit de l'admetteur aux boîtes à tiroir des détendeurs augmenté du volume de ces boîtes laissé libre par le tiroir (c'est la différence entre le volume occupé par le tiroir et volume intérieur de la boîte).

Dans l'étude des machines Woolf, il est important de se bien pénétrer du principe suivant, facile à comprendre.

Pour que la machine ne s'arrête pas au bout d'un certain temps, il est indispensable que les périodes d'introduction dans le ou les détendeurs soient telles que toute la vapeur admise dans le cylindre admetteur pour un tour de la machine passe dans le ou les cylindres détendeurs au bout d'une même période.

Classement des machines Woolf. — Les machines Woolf peuvent se classer en deux catégories bien distinctes résultant du calage des manivelles des cylindres conjugués. La première catégorie comprend un admetteur et un détendeur dont les pistons des cylindres conjugués arrivent en même temps aux points morts, soit de même nom, soit de noms contraires, suivant que les pistons agissent sur une même manivelle ou sur des manivelles diamétralement opposées. Les machines de cette catégorie se désignent sous le nom de machines à points morts concordants. La deuxième catégorie comprend un admetteur et un ou plusieurs détendeurs et les pistons des cylindres conjugués n'arrivent pas en même temps aux points morts. Les machines de cette catégorie se désignent sous le nom de machines à points morts discordants ou de machines compound.

Machines Woolf à points morts concordants. — Les machines de cette catégories employées dans la marine se subdivisent en deux variétés principales savoir :

1° Le cylindre admetteur et le cylindre détendeur ont leur axe dans le prolongement l'un de l'autre, leurs pistons sont reliés par la même tige et une bielle unique actionne la manivelle ; ou les deux cylindres sont placés côte à côte avec leurs axes parallèles, les tiges de leurs pistons sont reliées à une même traverse qui actionne la manivelle par l'intermédiaire d'une bielle unique. Dans ces deux cas les pistons des cylindres conjugués marchent parallèlement et arrivent en même temps aux points morts de même nom.

2° Le cylindre admetteur et le cylindre détendeur sont placés côte à côte avec leurs axes parallèles et les pistons des cylindres actionnent des manivelles diamétralement opposées. Dans cette variété, les pistons des cylindres conjugués marchent constamment à l'opposé l'un de l'autre et arrivent en même temps aux points morts de noms contraires.

Machines Woolf à cylindres bout à bout. — La disposition de ce type de machine, par ses cylindres, qui est de beaucoup le plus répandu parmi les machines à points morts concordants, est représentée en simples traits par la figure 610. La vapeur arrive de la chaudière par le tuyau V, elle pénètre dans la boîte B du tiroir du cylindre admetteur dans lequel elle est distribuée par le tiroir T.

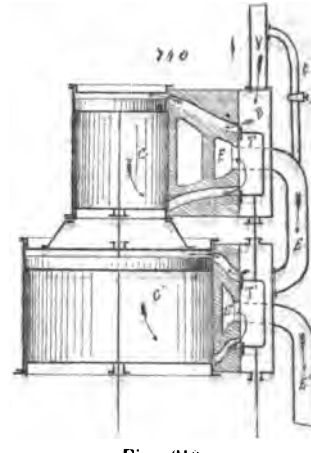


Fig. 610.

L'évacuation du cylindre admetteur se fait par le conduit E qui communique avec la boîte B′ du tiroir du cylindre détendeur C′. Cette vapeur est distribuée dans ce dernier cylindre par le tiroir T′ et l'évacuation se fait par le conduit E′ et le tuyau E″ qui aboutit au condenseur. Un tuyau *t* muni d'un robinet ou d'une valve *r* fait communiquer le tuyau V avec la boîte à tiroir B′ et permet d'introduire directement de la vapeur des chaudières dans la boîte à tiroir du cylindre détendeur, afin d'échauffer ce dernier cylindre avant la mise en marche. Dans ce genre de machine, ainsi que dans celui où les deux cylindres conjugués sont placés côte à côte et les tiges reliées à une même traverse actionnant la manivelle à l'aide d'une bielle unique, la vapeur évacuant le haut de l'admetteur sert à l'introduction bas du cylindre détendeur. Les pistons des cylindres conjugués marchent avec la même vitesse et dans le même sens. Dans la deuxième variété de machines Woolf à points morts concordants, c'est-à-dire lorsque les pistons des cylindres conjugués arrivent en même temps à leurs points morts de noms contraires, les pistons marchent constamment en sens contraire, et si les bielles étaient infinies, ils se trouveraient à chaque moment en un même point de leur course de noms contraires. Avec les bielles finies, les vitesses en sens contraire des deux pistons ne sont pas rigoureusement les mêmes, de sorte que la vapeur qui passe du cylindre admetteur dans le

cylindre détendeur ne suit pas tout à fait la même loi que pour les machines de la première variété ; mais les différences sont peu sensibles et même inappréciables sur la forme des diagrammes. Dans cette deuxième variété, la vapeur qui évacue du cylindre admetteur s'introduit par les orifices de même nom du cylindre détendeur. Dans l'étude sommaire que nous allons faire, nous pourrons du reste admettre, sans erreur sensible que la détente au Woolf se produit de la même manière dans les deux variétés.

Diagrammes théoriques des machines Woolf à points morts concordants. — Nous avons appliqué ce mode de fonctionnement des machines Woolf au point de vue de la circulation de la vapeur d'un cylindre dans l'autre. Nous allons actuellement nous proposer de construire les diagrammes des deux cylindres conjugués.

Dans l'étude purement théorique que nous nous proposons d'entreprendre, nous ferons abstraction du réservoir intermédiaire et des espaces neutres de chaque cylindre et nous supposerons que la vapeur passe directement du cylindre admetteur au cylindre détendeur sans aucun passage intermédiaire et sans chute de pression. Nous supposerons en outre qu'il n'existe ni avance ni compression dans aucun des cylindres. L'hypothèse de manque de compression dans le cylindre admetteur nous oblige évidemment à pousser l'introduction dans le cylindre détendeur jusqu'à la fin de la course de son piston. Quant au cylindre admetteur l'introduction peut être limitée à une certaine fraction de la course de son piston. Nous considérerons deux cas : 1° le cylindre admetteur n'a pas de détente propre ; 2° le cylindre admetteur a une détente propre.

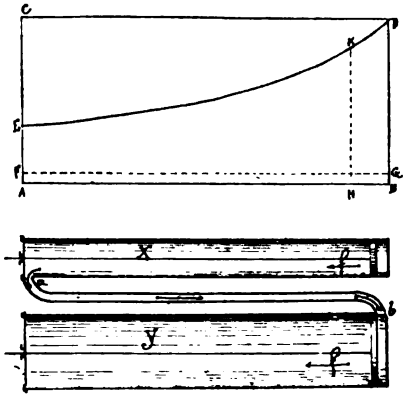


Fig. 611.

1° Cas où le cylindre admetteur n'a pas de détente propre. — Prenons une base AB (fig. 611) représentant la course commune des deux pistons, élevons l'ordonnée du point A sur laquelle nous porterons une longueur AC représentant la pression initiale P d'introduction dans le cylindre admetteur et construisons le rectangle ABCD. La

surface de ce rectangle représente à une certaine échelle le travail absolu de la vapeur dans le cylindre admetteur. Lorsque le piston du cylindre admetteur arrive au bout de sa course, la communication s'établit entre les deux cylindres et à mesure que les pistons marchent, la vapeur propre du cylindre admetteur dans le cylindre détendeur où elle prend un volume plus grand et la détente au Woolf se produit. Voyons de quelle manière s'effectue cette détente. Soient v le volume du cylindre admetteur X et V le volume du cylindre détendeur Y; la communication entre les deux cylindres est établie par le tuyau *ab* et les pistons marchent dans le sens des flèches. Les volumes successifs que prendra la vapeur en passant du cylindre admetteur dans le cylindre détendeur sont :

		Dans l'admetteur.	Dans le détendeur.	Accroissement volume.
Au début de la course.		V	»	»
à 0,1	—	0,9 v	0,1 V	0,1 (V — v)
à 0,2	—	0,8 v	0,2 V	0,2 (V — v)
à 0,3	—	0,7 v	0,3 V	0,3 (V — v)
à 0,9	—	9,1 v	0,9 V	0,9 (V — v)
10	—	—	V	(V — v.)

L'accroissement de volume est donc continu et régulier, et lorsque les pistons arrivent à fin de course l'accroissement total est V—v. Pour tracer la courbe de détente au Woolf, il suffit de diviser AB en un certain nombre de parties égales, 10 par exemple, puis de calculer pour chaque 10e de la course, la valeur correspondante de la pression, en faisant application de la loi de Mariotte. Proposons-nous notamment de calculer la valeur de cette pression pour le point H au moment où les pistons ont parcouru le 10e de leur course, et supposons que V = 3v par exemple. Au début de la course, la vapeur à la pression P, occupait un volume v, lorsque les pistons ont parcouru le 10e de leur course, la vapeur d'évacuation n'occupe plus dans l'admetteur que les 0,9v et dans le distendeur 0,1V soit 0,9v + 8,3v = 1,2v. On aura $P \times v = P' \times 1{,}2\, v$; d'où $P' = \frac{P}{1{,}2}$. En raisonnant de la même manière on obtiendrait les quantités suivantes comme valeurs des pressions P'',P''', etc., correspondantes aux 0,2, 0,3, etc., de la course des pistons. $P'' = \frac{P}{1{,}4}$, $P''' = \frac{P}{1{,}6}$, etc., et pour la fin de la course $P' = \frac{P}{3}$. En portant les différentes valeurs ainsi obtenues sur les ordonnées de numéros correspondants, on obtiendra les points servant au tracé de la courbe DE qui représente la loi de la variation de la contre-pression dans le cylindre admetteur; en même

temps que la loi des variations des pressions A dans le cylindre détendeur. Le diagramme théorique du cylindre admetteur est représenté par la surface CDE et pour obtenir le diagramme du cylindre Y détendeur, il suffit de porter une longueur AF égale à la contre-pression de ce cylindre, puis de même FG parallèle à AB. La surface FEDG sera le diagramme du cylindre détendeur.

2° Cas où le cylindre admetteur a une détente propre. — Prenons une base AB (fig. 612) représentant la course commune des deux pistons, portons sur l'ordonnée du point A une longueur AC égale à la pression initiale P ; prenons CI égale à la fraction de AB qui correspond à l'introduction du cylindre admetteur et construisons la courbe TD de sa détente propre, la surface ACIDB représentera le diagramme du travail absolu de la vapeur dans le cylindre admetteur. Construisons comme dans le cas précédent, mais en prenant BD, comme pression initiale, la courbe DE de détente au Woolf de la vapeur qui passe du cylindre admetteur dans le cylindre détendeur. Enfin portons AF égale à la contre-pression dans le cylindre détendeur, et menons FG parallèle à AB, nous aurons ECID pour diagramme théorique du cylindre admetteur et DEFG pour diagramme théorique du cylindre détendeur.

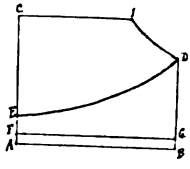


Fig. 612.

Transformation et totalisation des diagrammes des machines Woolf à points morts concordants. Démonstration graphique du principe de l'équivalence. — La surface d'un diagramme représente, à une certaine échelle de volume et de pression, le travail effectif de la vapeur pour 1 centimètre carré de la surface du piston pour une course de cet organe.

Si l'on veut comparer graphiquement les travaux correspondants à chacun des cylindres admetteur et détendeur d'une machine Woolf il faut évidemment ramener les diagrammes à la même échelle des pressions puis multiplier la surface du diagramme du cylindre détendeur par le rapport de la surface du piston de ce cylindre à la surface du piston du cylindre admetteur en leur supposant la même course ou bien diviser la surface du diagramme du cylindre admetteur par le même rapport. Dans tous les cas, il y a nécessité de modifier l'un des deux diagrammes : c'est ce que l'on nomme la transformation du diagramme. Supposons que nous conservions tel quel le diagramme du cylindre admetteur ; que l'échelle des pressions soit la même pour les deux diagrammes et proposons-nous de transformer celui du détendeur ; admettons en outre que les pistons des deux cylindres aient la même course ; il faudra dans ce cas multiplier la surface du cy-

lindre détendeur par le rapport que nous appelons N dont nous avons parlé plus haut, lequel est égal au rapport du carré des surfaces ou des diamètres de ces cylindres ou des pistons. Cette multiplication peut se faire de deux manières différentes : 1° en conservant la même longueur de base AB pour les deux diagrammes et en multipliant toutes les ordonnées du cylindre détendeur par le rapport N ; 2° en conservant les mêmes valeurs pour les ordonnées et en multipliant la base du diagramme du cylindre détendeur par le rapport N.

L'un des buts de la transformation des diagrammes, est de les totaliser, c'est-à-dire d'obtenir un ensemble dont la surface totale soit proportionnelle au travail produit par les machines conjuguées. Cette totalisation va nous servir en outre à démontrer graphiquement le principe de l'équivalence des machines Woolf. Ce principe s'énonce ainsi :

Dans les machines Woolf. — La détente se produit comme si l'on admettait dans le cylindre détendeur et à la même pression initiale, le volume de vapeur introduit dans le cylindre admetteur. De son côté le travail total de la vapeur est le même dans les deux cylindres. La machine ordinaire qui fonctionne ainsi à la même pression (ordinaire) initiale et au même degré de détente définitive que la machine Woolf, porte le nom de machine ordinaire équivalente. Afin de mieux suivre sur les diagrammes totalisés des machines Woolf la relation qui existe entre l'évacuation du cylindre admetteur et l'introduction du cylindre détendeur et de démontrer graphiquement le principe de l'équivalence, on modifie la manière de faire indiquée en 2° ci-dessus en procédant de la manière suivante : Prenons les diagrammes de la figure 612 et soit N = 3 le rapport du volume du cylindre détendeur au volume du cylindre admetteur. Prolongeons AB (fig. 613) de la quantité BA′ = 2 AB, de façon que AA′ qui sera la base du diagramme transformé soit égale à 3 AB. Nous allons alors amplifier sur AA′ comme base, le diagramme GDEF. A cet effet, partageons AB et BA′ en un même nombre de parties égales et numérotées avec les mêmes chiffres à partir du point B. Menons des ordonnées par les points correspondants tels que K et K′ et M et M′ ; puis par les points L et N rencontres de ces ordonnées limitées à la courbe DE, menons des parallèles LL′ et NN′ jusqu'à la rencontre des ordonnées des points K′ et M′. En joignant ces derniers points par la courbe continue DL′N′E′, nous obtiendrons la surface GDE′F′ qui est évidemment double de FEGD. La surface FED E′F′ est par suite triple de FEDG et elle représente par conséquent le travail du cylindre détendeur à la même échelle que la surface ECID représente le travail du cylindre admetteur.

Avec cette manière de procéder, les diagrammes de deux

cylindres conjugués sont ajoutés ou totalisés de manière à se faire suite l'un à l'autre et à former le diagramme FCIE'F'.

Ainsi que nous allons le démontrer la courbe DE' est le prolongement de ID et le diagramme ECIE'F' est le diagramme qu'on aurait obtenu avec une machine ordinaire fonctionnant à la même pression initiale et au même degré de détente effective, dans laquelle le volume du cylindre eût été celui du cylindre détendeur de la machine Woolf. En effet, d'après l'équation de la courbe de détente que nous supposons avoir lieu suivant la loi de Mariette, on a $AJ \times JI = AB \times BD$. Or, si nous considérons le point K de la course rétrograde des deux pistons, le point L a été obtenu par le raisonnement suivant. Le volume de la vapeur qui passe du cylindre admetteur dans le cylindre détendeur, perd KB dans le cylindre admetteur mais gagne 3 KB dans le détendeur puisque $N = 3$.

Donc pour le point L la vapeur qui se détend aux Woolf occupe un volume égal à $AB + 3\ BK - BK. = AB + 2\ BK = AB + BK' = AK'$; d'où résulte que l'on doit avoir $AK' \times KL = AB \times BD$, et comme $K'L' = KL$, $AK' \times K'L' = AB \times BD = AJ \times JI$. Donc le point L' appartient à la courbe de détente naturelle formant le prolongement de DI. On démontrerait de même que les points N'E' appartiennent à cette même courbe. Il résulte de cette démonstration que la courbe IDL'N'E' peut être regardée comme la courbe de détente continue que l'on obtiendrait en admettant dans le cylindre détendeur dont le volume est représenté par AA', le volume de vapeur AJ qui a été introduit dans le cylindre admetteur de la machine Woolf. Le diagramme FCIDE'F' est donc le diagramme qu'on aurait obtenu dans un cylindre de volume AA' dans lequel l'introduction aurait cessé au point J, ce qui démontre le principe énoncé plus haut. D'après cette conclusion on serait conduit à penser que les machines Woolf seraient plus désavantageuses que les machines ordinaires équivalentes puisqu'elles exigent l'emploi d'un cylindre supplémentaire qui rend ce genre de machine plus compliqué, plus encombrant et d'un prix de revient plus élevé; de plus l'addition du cylindre admetteur entraîne nécessairement une augmentation des résistances passives et des surfaces extérieures refroidissantes. Mais il convient de remarquer que les refroidissements et les condensations intérieures sont ces dernières moins grandes avec les machines Woolf qu'avec les machines ordinaires ; car le cylindre admetteur n'est jamais en communication directe avec le condenseur et les différences des températures des parois de ce cylindre pendant les périodes d'introduction et d'évacuation sont relativement faibles, d'où résulte une condensation très minime de la vapeur affluente.

De plus, les fuites par les garnitures des pistons sont d'autant plus fortes que la différence des pressions exercées sur les deux

faces de cet organe sont plus considérables. Or, ces différences de pression sont beaucoup plus faibles sur les pistons des cylindres d'une machine Woolf que sur le piston de la machine ordinaire équivalente, les fuites ont donc par suite beaucoup moins de chance de se produire.

D'autre part la vapeur qui filtrerait par les garnitures du piston de l'admetteur de la machine Woolf ne serait pas entièrement perdue, car elle travaillerait sur le piston du cylindre détendeur, tandis que dans la machine ordinaire elle passerait directement au condenseur en augmentant la contre-pression sous le piston. Pour ces divers motifs, les garnitures du piston de la machine ordinaire nécessitent un serrage plus énergique que celles de la machine Woolf, ce qui augmente le travail résistant et les chances de grippage des cylindres.

Diagrammes pratiques des machines Woolf à points morts concordants. — Si l'introduction du cylindre détendeur commençait rigoureusement en même temps que l'évacuation du cylindre admetteur correspondant et si, d'autre part, l'équilibre de pression

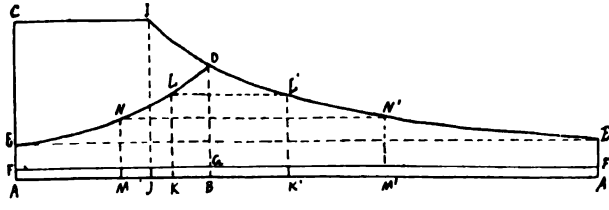


Fig. 613.

pouvait s'établir entre les deux cylindres pendant leur communication la ligne des contre-pressions de l'admetteur se confondrait avec la ligne des pressions absolues du détendeur pendant toute la durée de l'introduction de ce dernier cylindre. Dans la pratique, l'évacuation de l'admetteur commence toujours un peu avant la fin de course et cette vapeur au lieu de se rendre immédiatement dans le détendeur se répand dans le réservoir intermédiaire où la pression est moins élevée que la sienne, de plus l'introduction dans le détendeur cesse généralement sur les 0,70 de la course de son piston, et en outre il y a toujours une certaine avance à l'évacuation du détendeur ; enfin les espaces neutres qui mettent les deux cylindres en communication ne sont jamais négligeables.

Pour ces divers motifs les formes des diagrammes pratiques diffèrent sensiblement de ceux de la figure 612 et ils affectent la

forme de ceux de la figure 614 qui appartiennent à ceux du paquebot *la France*. La courbe supérieure est celle du haut du cylindre admetteur et la courbe inférieure celle du bas du cylindre détendeur, correspondant ; elles ont été rapportées à la même ligne atmosphérique. L'échelle des pressions de l'indicateur est de 20 millimètres pour un kilogramme par centimètre carré de surface. En suivant les courbes depuis l'introduction dans l'admetteur jusqu'à l'évacuation du cylindre détendeur au condenseur, nous remarquons que de C en D, c'est-à-dire pendant environ les

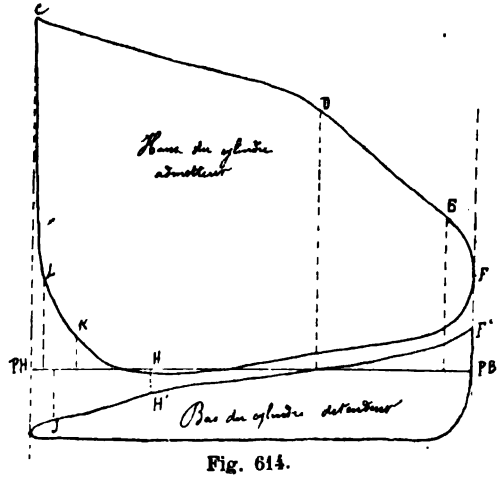


Fig. 614.

0,60 de la course, l'introduction a lieu dans le cylindre admetteur ; de D en E se produit la détente naturelle, propre à l'admetteur. Au point E l'évacuation s'ouvre et la communication du cylindre admetteur avec le réservoir intermédiaire compris entre les deux cylindres occasionne une chute de pression indiquée par la courbe EF. Au point mort bas l'introduction du cylindre détendeur s'ouvre, mais la pression initiale marquée par l'ordonnance du point F' est plus faible que la contre-pression dans l'admetteur. Les pistons renversent leur marche et la détente au Woolf va se produire ; la pression absolue dans le détendeur et la contre-pression dans l'admetteur diminuent simultanément ; mais cette dernière conserve toujours une valeur plus élevée que la première. Au point H' l'introduction cesse dans le cylindre détendeur et la vapeur emprisonnée dans ce cylindre se détend normalement suivant H'J, ce qui constitue la détente propre du cylindre détendeur, puis cette vapeur est évacuée au condenseur en suivant les

mêmes lois et les mêmes phases de régulation que dans les machines ordinaires. A la fin de l'introduction du cylindre détendeur, la vapeur emprisonnée dans le cylindre admetteur et dans le réservoir intermédiaire se trouve comprimée par la marche du piston de l'admetteur et sa pression s'élève suivant une loi représentée par la courbe HK. Au point K l'évacuation du cylindre admetteur se ferme et la contre-pression n'a plus lieu que dans ce cylindre suivant KL jusqu'à l'ouverture de l'introduction.

De ce que la courbe F'H' d'introduction au cylindre détendeur ne se confond pas avec la courbe FH d'évacuation de l'admetteur, il résulte une perte de travail que rien ne compense et qu'il faut diminuer le plus possible, en réduisant au strict nécessaire le volume du réservoir intermédiaire.

Remarque I. — A l'aspect des deux diagrammes de la figure 114 qui ont été relevés avec des indicateurs ayant la même flexion de ressorts, on serait porté à croire que le travail de l'admetteur est supérieur à celui du détendeur; mais avec la différence des surfaces des pistons qui doivent être multipliées par la pression de l'ordonnée moyenne; les deux travaux peuvent parfaitement être égaux.

Remarque II. — Si nous comparons la machine Woolf à points morts concordants dont nous venons d'étudier les diagrammes avec la machine ordinaire équivalente, nous remarquerons que dans la machine Woolf, la pression effective sur le piston de l'admetteur va constamment en augmentant depuis le commencement de la course jusqu'à la fin de l'introduction dans ce cylindre et qu'au contraire la pression effective sur le piston du cylindre détendeur va constamment en diminuant depuis le commencement jusqu'à la fin de la course. Il résulte de ces deux effets combinés que l'effort moyen total sur le pied de bielle varie peu depuis le commencement de la course jusqu'à la fin de l'introduction de l'admetteur, et cela malgré une très forte détente effective.

Dans la machine ordinaire équivalente, la variation de cet effort serait considérable et d'autant plus grande que la détente serait plus prolongée. Nous pouvons donc conclure de cette remarque que :

1° Au point de vue de la régularité de la rotation, les machines Woolf à points morts concordants présentent un très grand avantage sur les machines ordinaires équivalentes, car elles permettent de produire de très longues détentes sans occasionner de grandes variations dans le couple de rotation. 2° L'effort à transmettre au pied de la bielle variant très peu avec les machines Woolf et variant au contraire beaucoup avec les machines

ordinaires (pour un même effort moyen à transmettre dans les deux genres de machines), les pièces de transmission de la machine ordinaire devront être nécessairement plus fortes et partant plus lourdes que celles de la machine Woolf équivalente, ce

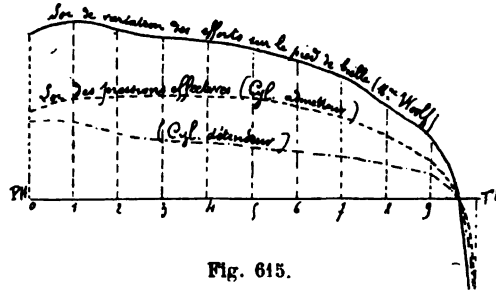


Fig. 615.

qui compensera en partie l'excès de poids résultant de l'addition du cylindre admetteur de la machine Woolf. Afin de faire ressortir le fait exposé dans cette remarque II, nous avons tracé pour

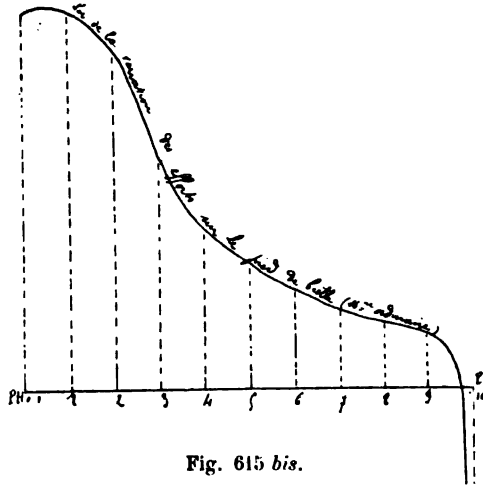


Fig. 615 *bis*.

la course descendante, en figure 615, la loi de la variation des pressions effectives sur les pistons conjugués de la machine Woolf à cylindre bout à bout du paquebot *la France*, et en figure 615 *bis* la loi de la variation des pressions effectives sur le piston de la machine ordinaire équivalente. Pour le tracé de la figure 615,

nous nous sommes servis des diagrammes (616) relevés simultanément sur les deux cylindres AR et pour celui de la figure 615 *bis* au diagramme (fig. 616 *bis*) qui est très sensiblement celui de la machine ordinaire équivalente. Voici du reste de quelle manière ont été effectués ces divers tracés. Pour la figure 615, la courbe inférieure en tirets avec points interposés est la loi de la variation des pressions effectives sur le piston du détendeur ; elle a été obtenue comme nous l'avons fait sur les diagrammes de la figure 581 *bis* ; la courbe en tirets est relative au cylindre admetteur pour la même course, mais les pressions ont été ramenées à ce qu'elles auraient été si elles s'étaient exercées sur le piston du détendeur. En un mot, la machine de la France fournissant la relation :

$$\frac{\text{Surface du piston de l'admetteur}}{\text{Surface du piston du détendeur}} = 1/3.$$

Les ordonnées des pressions effectives prises sur le diagramme de l'admetteur ont été réduites au 1/3 de leur valeur. Enfin la courbe tracée en trait plein a pour ordonnées la somme des ordonnées relatives aux courbes des deux pistons conjugués ; c'est la loi de la variation des efforts effectifs sur le pied de bielle.

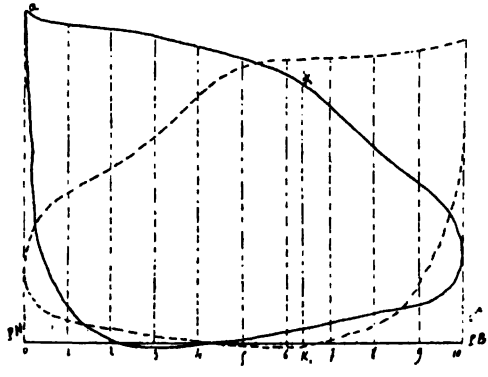


Fig. 616.

Les diagrammes de la figure 616 *bis* sont très sensiblement et à la même échelle, que ceux que l'on aurait relevés sur la machine ordinaire équivalente ayant un cylindre semblable au cylindre détendeur de la machine Woolf. Le point K de la courbe du haut (fig. 616) de la course qui marque la fin de l'introduction de l'admetteur, correspond aux 0,63/100 de la course ; si le volume de la vapeur introduite dans l'admetteur avait été employé à

actionner le piston de la machine ordinaire équivalente, il lui aurait fait franchir les $\frac{0,63}{3} = 0,21$ de sa course. Nous avons en conséquence pris $\widehat{PHK'} = 0,21$ de $(\widehat{PH} - \widehat{P\beta})$ (fig. 616 *bis*), et nous avons porté sur l'ordonnée de ce point une longueur $K'_1K' = K_1K$ (fig. 616). nous avons également porté $\widehat{PHa'}$ (fig. 616 *bis*) = PH*a*

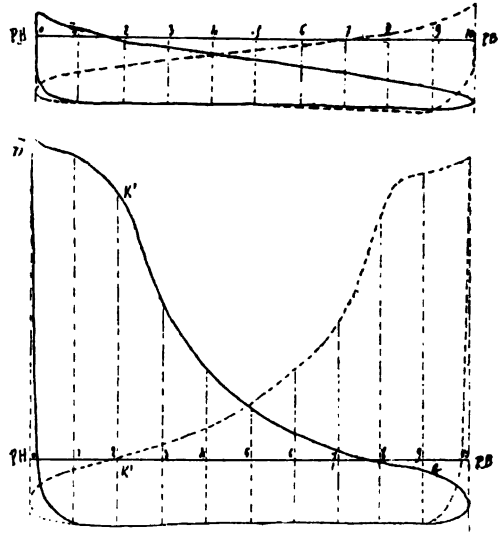
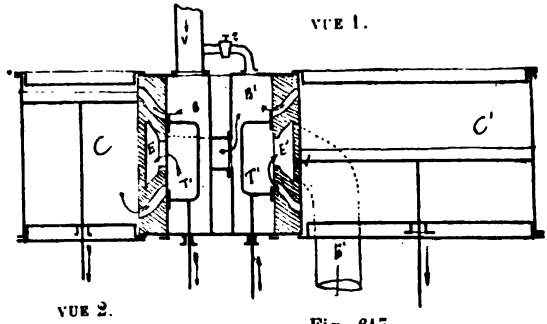


Fig. 616 *bis*.

(fig. 146), et l'ordonnée du point 1 (fig. 616 *bis*) qui correspond à 1/10 de la course a été prise également à l'ordonnée du point 3 (fig. 616) qui correspond aux 3/10 de la course de l'admetteur. La courbe de détente K'G (fig. 616 *bis*) est un arc d'hyperbole équilatère, hyperbole dont les ossymptôtes sont quadrangulaires et enfin la courbe des contre-pressions de la figure 616 *bis* a été faite conforme à la courbe des contre-pressions du cylindre détendeur de la machine Woolf. La courbe en pointillés (fig. 616 *bis*) relative à la courbe montante a été tracée d'une manière analogue en se servant des diagrammes (fig. 616) relative à la même course. Si nous composons les courbes en traits pleins (fig. 615 et 615 *bis*) qui mesurent en chacun des cas les intensités des efforts sur les pieds de bielle, nous remarquons que sur la figure 615, cet effort est sensiblement constant pendant une fraction notable de la

course, ce qui assure la régularité du couple de rotation, tandis qu'il est très variable sur la figure 615 *bis*. En second lieu, si nous comparons les plus longues ordonnées de ces deux courbes qui mesurent les intensités des efforts maximum sur les pieds de bielle, nous remarquons que celle de la figure 615 *bis* = $82^{mm},5$ et celle de la figure 615 = $37^{mm},5$; le rapport entre ces deux efforts maximum est donc $\frac{82,5}{37,5} = 2,2$. Il résulte naturellement de ce fait que les pièces de transmission de mouvement doivent être plus fortes sur la machine ordinaire équivalente que sur la machine Woolf.

Machines Woolf à points morts discordants, généralement désignés sous le nom de machines Compound. — Ce système comprend deux



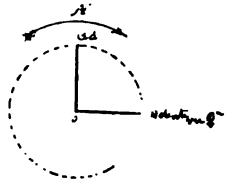


Fig. 617.

variétés principales savoir : un admetteur et un détendeur placés côte à côte avec les manivelles calées à 90° ; 2° un admetteur et deux détendeurs, l'admetteur généralement placé au milieu (Torpilleurs des forges et chantiers placé sur l'A). Nous allons examiner successivement chacune de ces variétés et la manière d'agir de la vapeur qui passe de l'admetteur dans le ou les détendeurs.

Machines Woolf à deux cylindres côte à côte à points morts à 90°. — La disposition des cylindres de ce type de machine est représentée en simples traits par la figure 617. La vapeur arrive de la chaudière par le tuyau V ; elle pénètre dans la boîte à tiroir B du cylindre admetteur C dans lequel elle est distribuée par le tiroir T'. L'évacuation du cylindre admetteur se fait par le conduit E

selon la direction des flèches qui communique avec la boîte à tiroir B' du cylindre détendeur B'. Cette vapeur est distribuée dans ce dernier cylindre par le tiroir T' et l'évacuation se fait par le conduit E' et le tuyau E'' qui aboutit au condenseur ; un robinet ou une valve *r* fait communiquer le tuyau V avec la boîte B' du tiroir T' et permet d'introduire de la vapeur directement des chaudières dans la boîte du tiroir du cylindre détendeur afin de l'échauffer et de faciliter la mise en marche.

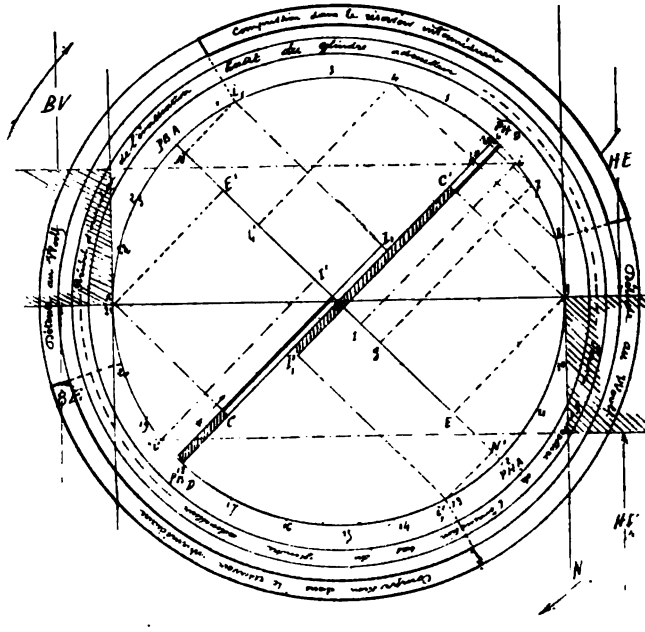


Fig. 618.

Le plus souvent la manivelle du cylindre détendeur est en avance sur celle de l'admetteur, lors de la marche en *AV* ; ces manivelles sont clavetées de la façon indiquée par la vue 2° (fig. 617) ; les pistons ont généralement la même course et les tiroirs ont souvent la même régulation. Les conduits qui établissent la communication entre l'évacuation du cylindre admetteur et la boîte a tiroir du cylindre détendeur constituent le réservoir intermédiaire dans lequel s'effectue l'évacuation de l'admetteur et où vient puiser le cylindre détendeur. Cette capacité doit être assez vaste

pour ne pas occasionner une trop forte compression sous le piston de l'admetteur pendant la période de détente naturelle du cylindre détendeur.

Production de la détente au Woolf. — Pour comprendre de la manière dont s'effectue la détente au Wolf dans ce système de machine, nous allons pour cette étude sommaire supposer les bielles infinies et suivre la vapeur dans son passage d'un cylindre à l'autre. Considérons à cet effet la courbe circulaire du rayon OA sur laquelle les orifices appartiennent au cylindre admetteur; d'après cette épure, la période d'introduction dans ce cylindre cesse au point I pour la course ascendante et au point I' pour la course descendante; elle a lieu pendant les 60/100 de la course; l'avance à l'évacuation et la période de compression commencent simultanément aux points E et E' vers les 86/100 de la course. Supposons que les manivelles marchent dans l'ordre que nous avons indiqué, c'est-à-dire que celle du détendeur soit en avance de 90° sur celle de l'admetteur et divisons la circonférence en un certain nombre de parties égales, 24, par exemple, à partir du point mort bas de l'admetteur. La rotation s'effectuant dans le sens de la flèche, le piston du cylindre détendeur arrivera à son point mort haut lorsque la manivelle de l'admetteur aura parcouru 90° à partir de son point mort *bas*, ou autrement dit lorsqu'elle aura atteint la division C.

Menons le diamètre passant par ce point et considérons-le comme le diamètre des points morts du piston détendeur: affectons en conséquence le point C de l'annotation $\widehat{PHD}$ (piston haut détendeur) et à l'autre extrémité du diamètre $\widehat{PBD}$ (piston bas détendeur). Supposons que l'introduction ait lieu pendant le 65/100 de la course du détendeur et portons sur le diamètre des points morts de ce cylindre, les longueurs $\widehat{PHD}I'$ et $PBDI_1 = 0{,}65$ de $\widehat{PHD}$ $\widehat{PHD}$; menons par les points I'_1 et I_1 les ordonnées $I'_1\, i'_1$ et nous aurons en i'_1 et i_1 les points de la rotation qui correspondent à la fin de l'introduction du cylindre détendeur. L'épure de la figure 118 est telle, que, si l'on considère un point quelconque de la rotation, il est facile d'en déduire les positions respectives des pistons et des manivelles des deux cylindres. Considérons le point 4 duquel nous abaisserons des perpendiculaires sur la direction des points morts. A ce moment, 1° la manivelle du cylindre admetteur a parcouru l'arc $\widehat{PBA}$ 4, soit $15 \times 4 = 60°$ à partir de son point mort bas et le piston de ce cylindre a franchi la partie $\widehat{PBA}L'$ de sa course remontante; 2° la manivelle du cylindre

détendeur a encore à parcourir l'arc 4 $\widehat{PHD}$ soit $15^o \times 2 = 30^o$ pour atteindre son point mort haut et le piston de ce cylindre est en 4″ de sa course ascendante, ayant à effectuer le petit chemin 4″ $\widehat{PHD}$ pour atteindre le point mort haut. Suivons la marche de l'admetteur, sa manivelle étant au point mort bas $\widehat{PBA}$ et en tournant dans le sens de la flèche. Lorsque cette manivelle est arrivée à la division 6, le piston du cylindre détendeur est à son point mort haut et va commencer sa descente. A ce moment, c'est l'orifice d'évacuation haut de l'admetteur qui est ouvert de la quantité BK et par suite le piston du cylindre détendeur commencera sa course descendante sous l'action de la vapeur s'évacuent par le haut du cylindre admetteur. Cet orifice d'évacuation se ferme au point B de la rotation et celui du bas du même cylindre commence à s'ouvrir ; à ce même moment le piston du cylindre détendeur a parcouru la partie $\widehat{PHDC'}$ de sa course descendante. Remarquons en passant que la vapeur d'évacuation du bas est à une pression plus élevée que celle qui est dans le cylindre détendeur, par suite le volume $\widehat{PHDC'}$ déjà décrit par le piston de ce dernier cylindre s'ajoute aux espaces neutres pour produire une chute de pression entre les deux cylindres. D'autre part l'afflux de la vapeur provenant de cette évacuation commencera à élever la pression dans le cylindre détendeur ; or, cette élévation de pression constitue pour la portion de course déjà faite une dépense de vapeur sans travail produit. Au point i'_1 de la rotation l'introduction cesse dans le cylindre détendeur et le piston de ce cylindre est en L′ ayant franchi la partie $C'I'_1$ de sa course descendante sous l'action de la vapeur qui évacuait par le bas du cylindre admetteur ; à ce même moment le piston de l'admetteur a franchi la partie $\widehat{PHAN'}$ de sa course descendante.

La rotation se continuant, la vapeur qui évacue par le bas de l'admetteur se répand dans le réservoir intermédiaire et dans la boîte à tiroir du détendeur, mais elle ne pourra pénétrer dans ce dernier cylindre que lorsque son tiroir ouvrira à l'admission ; c'est-à-dire sur la division 18, lorsque le piston détendeur commencera sa course descendante.

Pendant le parcours angulaire i' 18 le piston de l'admetteur a parcouru le chemin N′o en repoussant devant lui sa vapeur d'évacuation et en la comprimant dans le réservoir intermédiaire. Au point 18 (annoté PBD, le piston détendeur va commencer sa course ascendante sous l'action de la vapeur fournie par le bas de l'admetteur. Cet orifice se ferme au point A de la rotation alors que le piston détendeur est en C. A partir de là, l'évacuation s'ouvre pour le haut de l'admetteur et le cylindre détendeur

est alimenté jusqu'à la fin de son introduction I_1 par l'évacuation haut de l'admetteur. A partir du point i_1 de la rotation jusqu'au 6 annoté PHD, la vapeur qui évacue le haut de l'admetteur se comprimera dans le réservoir intermédiaire et dans la boîte à tiroir du détendeur ; et, pendant ce parcours angulaire, le piston de l'admetteur franchira la partie *No* de sa course ascendante en repoussant devant lui sa vapeur d'évacuation ce qui déterminera un accroissement de la contre-pression dans l'admetteur. Des observations que nous venons de faire ; il résulte que : 1° pour chacune de ses courses le cylindre détendeur est alimenté par de la vapeur alternativement fournie par le haut et par le bas de l'admetteur ; 2° pendant une partie assez notable de la rotation, il se produit dans le réservoir intermédiaire et derrière le piston du cylindre admetteur des compressions qui augmentent le travail résistant du cylindre ; mais il convient de remarquer que la contre-pression qui se produit ainsi et qui donne le travail effectif de l'admetteur, n'est pas une perte sèche, car cette vapeur vient ensuite travailler sur le piston du cylindre détendeur et restitue en grande partie à ce dernier le travail absorbé pour la compression.

Remarque I. — Sur la figure 618 nous avons indiqué par des hachures les portions de course franchies par le piston détendeur sous l'action de la vapeur provenant de l'évacuation bas de l'admetteur et par un gros trait la portion de course parcourue sous l'action de la vapeur provenant de l'évacuation haut, nous voyons donc immédiatement sur la figure que chaque introduction du cylindre détendeur commence avec l'évacuation de même nom contraire de ce cylindre.

Remarque II. — Les périodes de compression dans le réservoir intermédiaire qui commencent au point i_1 et i'_1 fin de l'introduction dans le cylindre détendeur se produisent nécessairement jusqu'à la fin de la course de ces pistons et même un peu au delà, ainsi qu'il est facile de le comprendre. En effet, au point 6 de la rotation, le piston du cylindre admetteur est à sa mi-course en *o* et il effectue sa descente ; le volume occupé par sa vapeur d'évacuation est donc représenté par $\widehat{OPHA}$ augmenté du volume du réservoir. Au point 7 de la rotation, le piston du cylindre détendeur a parcouru, à partir de son point mort, un tout petit chemin $\widehat{PHD}m$, tandis que le piston de l'admetteur a fait un chemin *og* beaucoup plus grand. Pour qu'il y ait détente au Woolf, il faut que le produit élémentaire $S \times \widehat{PHD}m$, soit plus grand que le produit $s \times og$ (S et *s* représentant les surfaces des pistons des cylindres détendeur et admetteur. On constate ainsi que si la

détente au Woolf n'a pas lieu dès l'origine de la course du piston du cylindre détendeur au contraire, la compression se continue pendant un parcours angulaire qui est d'autant plus court que la section du cylindre détendeur, est plus grande par rapport à celle du cylindre admetteur. En supposant $S = 2\ s$, la compression semblerait assez sur les points 8 et 20 de la rotation et la détente au Woolf commencerait seulement en ces points lesquels correspondraient à l'instant où le produit $s \times k = sk$, k et K représentant des chemins élémentaires faits par les pistons des cylindres détendeur et admetteur pour un petit parcours angulaire de l'arbre.

Formes comparées des diagrammes d'une machine Woolf à deux cylindres côte à côte points morts à 90° d'après l'étude sommaire faite précédemment. — Si des divers points de division de la cir-

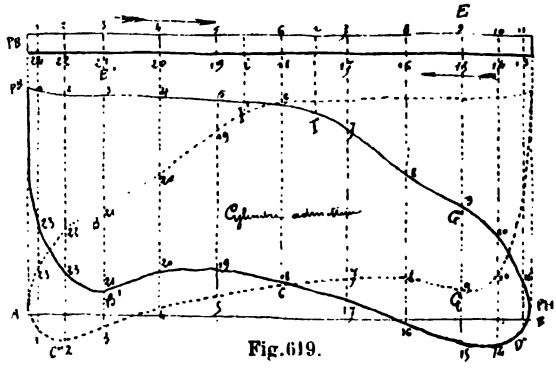


Fig. 619.

conférence (fig. 618), nous abaissons des perpendiculaires telles que 44' et 44'' sur les diamètres des points morts des pistons admetteur et détendeur, nous obtiendrons sur ces diamètres, les positions simultanées des deux pistons. En affectant les pieds de ces perpendiculaires de numéros correspondant à ceux de la rotation, ces diamètres seront divisés comme sont les deux règles des figures 619 et 620 sur lesquelles les divisions de la partie supérieure correspondent aux courses montantes et celles de la partie inférieure aux courses descendantes. A l'aide de ces éléments et connaissant le rapport des sections des deux cylindres ainsi que le volume du réservoir intermédiaire, nous pourrons tracer la loi de la variation des volumes en communication pendant la détente au Woolf et la loi de la variation des volumes occupés par la vapeur pendant sa compression dans le réservoir intermédiaire. La connaissance de ces lois nous permettrait de cal-

culer des pressions de la vapeur pour les différents points de la rotation, en admettant toutefois que l'on connaisse la loi de la variation des pressions par rapport à celle des volumes. Nous n'entreprendons pas toute cette série de calculs qui ne nous donnerait du reste que des résultats problématiques ; nous nous contenterons de tracer approximativement la forme que devront affecter les diagrammes, en supposant que l'équilibre de pression puisse s'établir entre l'évacuation à l'admetteur et l'admission du détendeur. Occupons-nous d'abord des diagrammes de l'admetteur (fig. 619). La partie $\widehat{PBI}$ du diagramme du bas relative à la

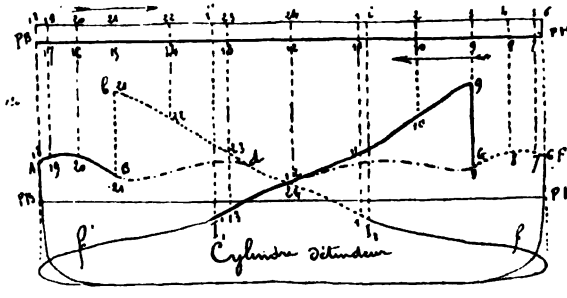


Fig. 620.

période d'introduction est sensiblement parallèle à la ligne atmosphérique ; la partie IG″ correspond à la période de détente naturelle propre à l'admetteur ; ces deux parties ne présentent rien de particulier. A partir du point 9 qui correspond à l'avance à l'évacuation *bas* (suivre en même temps pour cette étude la figure 618), la courbe doit s'infléchir rapidement, car la vapeur se répand dans une vaste capacité où la pression est beaucoup plus faible que la sienne ; cette capacité comprend, non seulement le réservoir intermédiaire, mais encore la partie $\widehat{PHDC'}$ (fig. 618) du volume du cylindre détendeur qui se trouve en communication avec lui par le fait de la marche du piston de ce cylindre. D'autre part, à partir du point 9 jusqu'à la fin de la course de l'admetteur, les volumes en communication entre les deux cylindres augmentent considérablement tant dans l'admetteur que dans le détendeur. Cet accroissement de volume est représenté par $\widehat{EPHA} \times s$ dans le cylindre admetteur et par $C'O \times S$ dans le cylindre détendeur. A partir du point 12 $\widehat{PHA}$ jusqu'en i'_1 (fig. 618), la détente au Woolf se continue, car les volumes en communication entre les deux cylindres augmentent, savoir :

du volume $OI'_1 \times S$ engendré par le piston détendeur diminué du volume $\widehat{PHAN'} \times s$ engendré par le piston admetteur. La courbe du diagramme continuera donc de s'abaisser jusque vers le point D″ compris entre les divisions 13 et 14, lequel correspond au point i'_1 (fig. 618). A partir de ce moment, la compression se faisant sentir dans le réservoir intermédiaire jusqu'au point 20 de la rotation, le diagramme remontera donc et d'autant plus fortement que la capacité de ce réservoir sera plus petite. La détente au Woolf se produisant de nouveau du point 20 au point 21 (fig. 618), le diagramme retombera de 20 en B′ (fig. 619). Enfin la compression propre à l'admetteur commençant au point 21, le diagramme affectera sensiblement la forme de la courbe 21 22 23 $\widehat{PB}$ laquelle accuse cette compression et l'avance à l'introduction. Le diagramme du haut de l'admetteur tracé en points ronds est le symétrique du précédent et son tracé ne présente aucune difficulté. Sur les diagrammes du cylindre détendeur (fig. 150), les points portant les mêmes numéros auraient été tracés simultanément par les crayons des indicateurs montés sur les deux faces de chacun des cylindres. Pendant la communication des deux cylindres, les portions de courbes correspondantes sont marqués avec des traits de même nature. La partie AB de la course d'introduction de ce cylindre qui est comprise entre les points 18 et 21 correspond à la partie A′B′ de la courbe d'évacuation du bas du cylindre admetteur (fig. 619); les ordonnées de mêmes numéros ont nécessairement les mêmes valeurs puisque nous avons supposé que l'équilibre de pression s'établissent entre l'évacuation de l'admetteur et l'admission du détendeur. Au point B′ (fig. 619) l'évacuation du bas se ferme et celle du haut s'ouvre : l'introduction du bas du cylindre détendeur s'achève de B en I_1 (fig. 620), avec la vapeur qu'évacue le haut du cylindre admetteur et B″AC″ est la portion de courbe d'évacuation de ce cylindre qui correspond à BI_1 (fig. 620). D'après notre hypothèse d'équilibre de pression entre l'évacuation de l'admetteur et l'admission du détendeur, la courbe d'introduction du détendeur aurait dû monter brusquement de B en *b* au moment de l'ouverture de l'évacuation du haut et cette courbe aurait dû être bI_1; mais comme l'on conçoit facilement que cet équilibre ne peut pas s'établir instantanément, nous avons admis que la pression dans le détendeur s'élevait suivant une loi représentée par la courbe B*d*, le point *d* correspondant à l'instant où cet équilibre est de nouveau établi entre les deux cylindres. A partir du point I_1 jusqu'en *f* (fig. 620) la détente naturelle se produit dans le bas du cylindre détendeur, puis l'avance à l'évacuation se produit en *f*. Dans ces différentes phases, la forme du diagramme ne présente rien de particulier.

Passons à la courbe du haut, la partie FG de la courbe d'introduction du haut du cylindre détendeur qui est comprise entre les points 6 et 9_2 correspond à la partie A'G' de la courbe d'évacuation du haut du cylindre admetteur (fig. 619). Au point G' (fig. 619) l'évacuation du haut se ferme et celle du bas s'ouvre, l'introduction du haut du cylindre détendeur s'achève de G en I_1 (fig. 620) avec la vapeur qu'évacue le bas du cylindre admetteur et G'BD'' est la portion de courbe d'évacuation de ce cylindre qui correspond à GI'_1. A partie de I'_1 la courbe ne présente rien de particulier, elle accuse successivement la période de détente naturelle jusqu'en *f*, puis l'avance à l'évacuation.

Diagrammes pratiques d'une machine Woolf à deux cylindres. — Côte à côté à points morts à 90° ; les diagrammes de la figure 621 ont été relevés sur une machine du type qui nous occupe dans laquelle le rapport du volume du cylindre détendeur à celui du cylindre admetteur était de 3,07, la course des deux pistons était la même et le volume du réservoir intermédiaire était d'environ 1,25 du volume du cylindre admetteur.

Sur ces diagrammes sont représentés en traits de même nature les parties correspondant aux périodes de fonctionnement où les deux cylindres sont en communication. Ces périodes ont été relevées sur l'épure de régulation de la machine. Les chiffres et les lettres qui sont les mêmes que sur les figures 619 et 620 indiquent les positions des pistons pour des points correspondants de la rotation. En comparant les diagrammes pratiques avec ceux des figures 619 et 620, on observera qu'ils ont une assez grande analogie comme forme, mais qu'il existe une certaine différence entre les ordonnées de mêmes numéros qui accusent les valeurs des contre-pressions de l'admetteur et celles des pressions absolues du détendeur pour les mêmes points de la rotation ; en d'autres termes, l'équilibre de pression ne s'établit pas d'une manière absolue entre les deux cylindres pendant leur communication. Ce fait résulte de plusieurs causes : 1° le jeu des tiroirs donne des sections variables à chaque instant aux orifices de communication, tantôt ils sont ouverts en grand, et l'équilibre de pression peut presque s'établir ; tantôt au contraire, ils sont presque fermés et la variation de pression dans le réservoir est à peine accusée à l'intérieur du cylindre ; 2° la vitesse des pistons, différente à chaque point de la course intervient aussi à chaque instant pour modifier les pressions dont il s'agit, et il est naturel que parfois des différences assez notables existent entre ces pressions sur les courbes d'indicateur. En étudiant les diagrammes de la figure 621, on remarquera que, sauf à l'origine des courses du détendeur et pendant la période de compression qui suit, la pression dans le détendeur est toujours plus faible que la contre-

pression dans l'admetteur. De plus, lors d'une nouvelle évacuation du cylindre admetteur, la pression monte peu dans le cylindre détendeur par suite de cet afflux de vapeur; car, à ce moment, le piston du cylindre détendeur marche plus rapidement et il a parcouru une fraction notable de sa course, de sorte qu'il laisse derrière lui, du côté de l'introduction, un très grand volume disponible pour recevoir cette vapeur. D'autre part, l'orifice

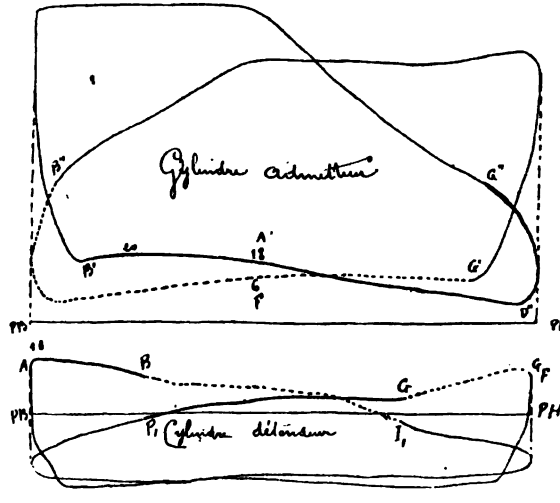


Fig. 621.

d'évacuation du cylindre admetteur et celui d'introduction du cylindre détendeur sont peu ouverts; le premier s'ouvre progressivement en même temps que l'autre se ferme avec rapidité,

Les diagrammes de la figure 621 ont été relevés avec des indicateurs dont la pression des ressorts était de 20 millimètres pour une atmosphère; on remarquera que l'ordonnée moyenne de l'admetteur est supérieure à celle du détendeur; mais il faut nécessairement qu'il en soit ainsi pour que les travaux des deux cylindres soient égaux, puisque dans l'expression du travail cette ordonnée doit être multipliée par la surface des pistons.

Machines Woolf à trois cylindres côte à côte points morts à 120° ou 90° et 135°. — La disposition de ce type de machine est représentée en simples traits par la figure 622. Le cylindre admetteur C reçoit seul la vapeur arrivant directement des chaudières par le tuyau V; cette vapeur arrive dans les boîtes à tiroirs B où elle est

distribuée par les tiroirs T qui ont la même régulation. L'évacuation du cylindre admetteur se fait par les conduits E qui communiquent avec les boîtes à tiroirs B'_1 et B'_2 des cylindres détendeurs C'_1 et C'_2; cette vapeur est distribuée dans ces derniers cylindres par les tiroirs T'_1 et T'_2 et les évacuations se font par les conduits E'_1 et E'_2 et les tuyaux E''_1 et E''_2 qui aboutissent aux condenseurs. Des robinets ou valves *r* permettant d'introduire directement de la vapeur des chaudières dans les boîtes à tiroirs des cylindres détendeurs, soit pour échauffer ces derniers, soit pour faciliter la

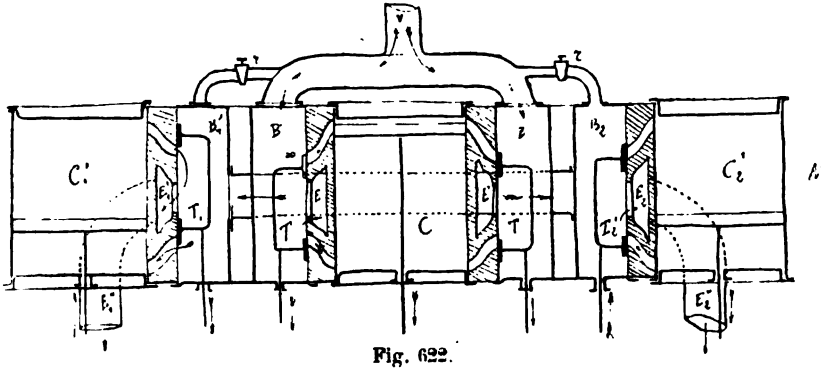


Fig. 622.

mise en marche. Les divers pistons actionnant des vilebrequins montés sur le même arbre de couche; habituellement ceux des cylindres détendeurs forment entre eux un angle de 90° et celui de l'admetteur est à l'opposé de la bissectrice de cet angle, formant un angle de 135° avec les premiers. Sur certaines machines déjà anciennes, les vilebrequins sont également répartis sur l'arbre et forment entre eux des angles de 120°. Cette dernière disposition qui semble de prime abord la plus logique est aujourd'hui abandonnée par les motifs que nous expliquerons ultérieurement. Dans les machines qui nous occupent les manivelles passent au même point mort dans l'ordre suivant pour la rotation en *A* : *A* M R elles sont disposées comme l'indique la vue 2° (fig. 622).

Sur la figure 622, le cylindre admetteur est desservi par deux tiroirs; cette disposition se rencontre dans un grand nombre de machines à pilon. Pour les machines horizontales, les tiroirs sont généralement placés horizontalement sur les cylindres et le cylindre admetteur n'en a qu'un seul. D'autre part, les machines à trois cylindres Woolf qui fonctionnent à une pression de $2^m,75$ à la chaudière ont leurs trois cylindres de même diamètre et de même course. Aujourd'hui on construit un grand nombre d'appareils de ce type qui fonctionnent à haute pression (4 atmosphères) : dans

ce cas le cylindre admetteur a un volume moindre que chacun des cylindres détendeurs.

Historique succinct des machines Woolf à trois cylindres. — La première machine à trois cylindres Woolf, qui a été mise en usage dans la marine militaire française est celle du cuirassé *la Savoie*. Cet appareil se composait de trois cylindres égaux avec calage des manivelles à 120°. Dans les premiers essais de cette machine, la vapeur à sa sortie de l'admetteur évacuait dans un réservoir en tôle d'un volume double de celui d'un cylindre et de ce réservoir était distribuée aux cylindres extrêmes. La régulation primitivement adoptée était la suivante :

Introduction au cylindre	milieu	admetteur	0,81	de la course.
—	—	A	—	0,76	—
—	—	R	—	0,77	—

Les premiers essais faits dans ces conditions de régulation et en faisant usage du réservoir en tôle ont donné pour valeur de l'effort moyen sur les pistons : Cylindre M 106 centimètres, cylindre A 56 cm, 3, cylindre R 54 centimètres. L'énorme disproportion du travail entre les trois cylindres (qui était exactement la même que celle des efforts moyens puisque les trois cylindres sont égaux), conduisit la commission de recette à étudier l'influence du réservoir sur la pression à l'introduction aux cylindres extrêmes, et après avoir isolé ce réservoir par des joints pleins, les essais furent repris et l'on obtint pour effort moyen sur les pistons : cylindre M 86 centimètres, cylindre A 72 centimètres, cylindre R 70 centimètres.

Causes qui ont amené la suppression du réservoir intermédiaire. — Ce résultat, comme on le voit, était plus favorable que le précédent au point de vue de l'égalité du travail entre les trois cylindres. On conçoit facilement en effet qu'il devait en être ainsi ; car l'existence d'un vaste réservoir entre le cylindre admetteur et les cylindres détendeurs devait avoir pour conséquence d'occasionner une chute brusque et considérable de la pression lors d'une évacuation du cylindre admetteur ; la diminution de ce réservoir devait nécessairement produire une augmentation de la contre-pression sous le piston du cylindre admetteur, ce qui diminuerait l'ordonnée moyenne de ce cylindre en augmentant d'autant celle des cylindres détendeurs. D'autre part, l'accroissement de la contre-pression sous le piston du cylindre admetteur se trouverait encore augmentée par le fait suivant dont il est facile de se rendre compte à l'aide d'une épure.

Avec le calage à 120° des manivelles il existe à chaque demi-

révolution de l'arbre, une période d'environ 60° pendant laquelle les volumes en communication entre le cylindre admetteur et les cylindres détendeure vont en diminuant d'une façon sensible par suite de la marche des différents pistons des cylindres. Les variation de pression résultant de cette diminution des volumes en communication sont d'autant plus notables que la capacité occupée par la vapeur devient plus petite, elles deviennent maximum lorsque cette capacité est réduite aux seuls volumes des conduits qui établissent la communication entre le cylindre admetteur et les cylindres détendeurs.

Production de la détente au Woolf dans les machines à trois cylindres égaux avec calage à 120°. — Considérons la courbe circulaire (fig. 623) sur laquelle les orifices appartiennent au cylindre milieu; d'après cette épure, la période d'introduction cesse dans ce cylindre au point I pour la course ascendante et au point I pour la course descendante, elle a lieu pendant les 0,84 de la course. L'avance à l'évacuation et la période de compression commencent simultanément aux points E et E' vers les 0,94 de la course. Supposons que les manivelles passent au même point mort dans l'ordre indiqué par la vue 2 (fig. 623) et divisons la circonférence (vue 1) en un certain nombre de parties égales 24 par exemple et à partir du point mort bas du cylindre admetteur. Si nous considérons la figure 623, vue 2, nous voyons que si la rotation s'effectue dans le sens de la flèche, le piston du cylindre A arrivera à son point mort haut lorsque la manivelle du cylindre milieu aura parcouru 60° à partir de son point mort bas, ou autrement dit lorsqu'elle aura atteint la division 4, de même le piston du cylindre R arrivera à son point mort bas lorsque la manivelle du cylindre milieu atteindra la division 8. Menons les diamètres passant par les points 4 et 8 et considérons le premier comme la ligne des points morts du cylindre A et le second comme la ligne des points morts du cylindre R. Les annotations portées aux extrémités de ces diamètres indiquent les points morts auxquels ils correspondent. Supposons que l'introduction dans les cylindres extrêmes ait lieu pendant les 0,70 de la course, et portons cette quantité sur les lignes des points morts de ces cylindres à partir de chacune de leurs extrémités. Nous obtiendrons de la sorte les points I_1 et I'_1 qui correspondent à la fin de l'introduction pour le cylindre A et les points I_2 et I'_2 pour la fin de l'introduction du cylindre R. Les perpendiculaires aux diamètres des points morts menées par les points I_1 I'_1 I_2 et I'_2 rencontrent la circonférence OA aux points $i_1 i'_1$, $i_2 i'_2$ de la rotation qui correspondent à la fin de l'introduction dans ces cylindres. L'épure (fig. 623) est telle que si l'on considère un point quelconque de la rotation, il est facile d'en déduire les positions des pistons et des manivelles de chacun

des cylindres. Considérons notamment le point 5 de la rotation et abaissons de ce point des perpendiculaires sur les lignes des points morts, à ce moment : 1° la manivelle du cylindre milieu a

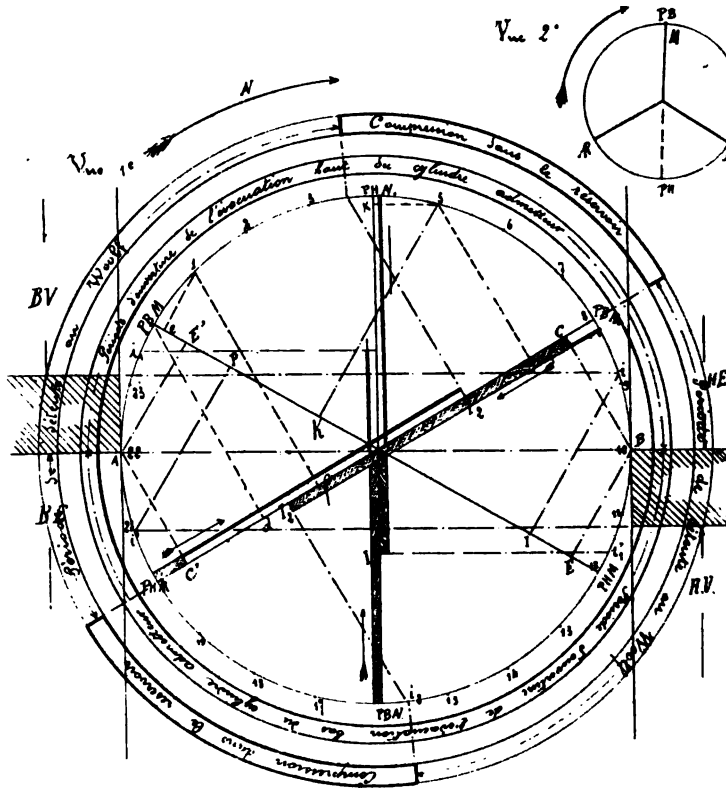


Fig. 623.

parcouru l'arc $\widehat{PBM}5$, soit $15° \times 5 = 75°$ à partir de son point mort bas ; le piston de ce cylindre effectue sa montée et il a franchi la partie $\widehat{PBM}K$ de sa course ascendante ; 2° la manivelle du piston N a parcouru l'arc $PHN5$ à partir de son point mort haut. le piston de ce cylindre descend et il a franchi la partie $\widehat{PHN}K$ de cette course ; 3° la manivelle du piston R a encore à parcourir l'arc $5\widehat{PBR}$ soit $15° \times 3 = 45°$ pour arriver à son point mort bas, le

piston de ce cylindre effectue sa descente et il a encore à franchir la partie $g\widehat{PB}\widehat{R}$ pour obtenir le bas de sa course. Analysons maintenant notre épure de régulation, en ne considérant que la manière dont s'effectue l'évacuation du cylindre milieu admetteur et l'admission dans les cylindres détendeurs. A cet effet, nous suivrons la marche de la manivelle du cylindre admetteur, à partir de son point mort bas et en tournant dans le sens de la flèche. Au moment où le piston milieu atteint son point mort bas, le cylindre R reçoit seul de la vapeur qu'évacue le haut du cylindre admetteur ; car la détente naturelle a commencé dans le cylindre A au point i_1 de la rotation. Si nous ne tenons pas compte du réservoir intermédiaire, la vapeur d'évacuation de l'admetteur occupe un volume qui correspond à la totalité du volume de ce cylindre augmenté de la position $\widehat{PH}\widehat{R}d$ du volume déjà engendré par le piston R depuis son passage au point mort haut. Du point $\widehat{PBM}$ au point 1 de la rotation, à cause de la différence des vitesses des pistons du cylindre M et R, dont le premier ne parcourt que le petit chemin $\widehat{PH}Mc$, tandis que le second franchit la partie *df* de sa course ; la somme des volumes en communication entre ces deux cylindres augmente de la différence engendrée par les deux pistons ; il y a donc détente au Woolf pendant ce parcours. Cette détente se continue jusqu'au point i'_2 de la rotation ; car, pendant tout ce parcours angulaire, la vitesse du piston R est supérieure à celle du piston M. A partir du point i'_2 qui correspond à la fin de l'introduction du cylindre AR jusqu'en $\widehat{PH}A$ on commence l'introduction du cylindre A, la vapeur d'évacuation de l'admetteur ne pénètre dans aucun cylindre détendeur et le piston du cylindre admetteur refoule cette vapeur derrière lui et la comprime dans le réservoir. La compression dans le réservoir se continuera tant que la vitesse du piston de l'admetteur sera supérieure à la vitesse du piston A qui est actuellement le seul qui soit en communication avec lui. En projetant les points 5, 6, 7, et 8 sur les diamètres des points morts des pistons milieu et A, nous suivons la marche des pistons de ces cylindres et nous constatons facilement que ce n'est qu'au point 8 que la vitesse du piston du cylindre A devient égale à celle du cylindre M ; la compression dans le réservoir se continue donc jusqu'en ce point de la rotation. A partir de ce point 8 (annoté $\widehat{PB}AR$ la vitesse du piston A devient supérieure à celle du piston M, et par suite les volumes en communication entre ces deux cylindres vont en augmentant; en outre le cylindre AR dont le piston commence alors sa course ascendante va également recevoir de la vapeur d'évacuation de l'admetteur ce qui augmentera encore l'étendue des

volumes en communication. Il résulte de ces deux faits qu'à partir du point 8, la détente au Woolf va se faire sentir avec une grande rapidité. Au point B de la rotation l'évacuation haut de l'admetteur se ferme et celle du bas s'ouvre; le piston du cylindre *A'* est alors exactement à sa demi-course en *o* et celui de l'AR a franchi la partie $\widehat{PBA}Rc$ de sa course montante ; les deux pistons des cylindres détendeurs ont donc parcouru ces fractions de course avec la vapeur fournie par l'évacuation du haut du cylindre admetteur

Dès l'ouverture de l'évacuation bas du cylindre admetteur, les volumes en communication entre les trois cylindres se composent : 1° de la partie $\widehat{PBM}E$ du cylindre M ; 2° de la partie $\widehat{PHA'}O$ du cylindre *A'* ; 3° de la partie $\widehat{PBA}Rc$ du cylindre AR. La vapeur provenant de cette évacuation possède nécessairement une pression plus élevée que celle du réservoir ; mais la somme des volumes $\widehat{PHA'}o$ et $\widehat{PBA}Rc$ déjà engendrés par les pistons des cylindres détendeurs, venant s'ajouter au volume propre du réservoir occasionnera une chute rapide de pression entre l'admetteur et les détendeurs. D'autre part l'élévation de pression résultant de cet afflux de vapeur ne se fera que peu sentir sur le piston de l'*A'* dont le tiroir est alors en grande partie fermé, mais dans tous les cas, cette élévation de pression dans les cylindres détendeurs constituera pour la portion de course déjà faite par les pistons de ces cylindres, une dépense de vapeur sans travail produit. Du point B au point i'_1 de la rotation, les volumes en communication vont en augmentant rapidement dans les trois cylindres ; d'où il résulte une continuation de la détente au Woolf. Cette détente se continuera malgré la fermeture à l'introduction du cylindre *A'* ; car, les volumes en communication entre le cylindre M et le cylindre AR, continuent d'augmenter dans chacun de ces cylindres. Du point $\widehat{PHM}$ au point i_2 à cause de la différence des vitesses des pistons milieu et AR, les volumes en communication entre ces deux cylindres continuent d'augmenter et par suite la détente au Woolf a lieu. A partir du point i_2 jusqu'en $\widehat{PBA}R$ il se produit une compression dans le réservoir qui est due aux mêmes causes que celle qui s'est produite de i'_2 en $\widehat{PBA}R$ et que nous avons précédemment étudiée.

La production de la détente au Woolf à partir de $\widehat{PHA}R$ s'explique de la même manière que celle qui s'est produite à partir de $\widehat{PBA}R$. Enfin, au point A, et celle du haut s'ouvre ; le piston du cylindre *A'* à parcouru sa demi-ascendante et celui du cylindre AR la partie $\widehat{PHA}Rc'$ de sa course descendante ; ces fractions de courses ont été

faites sous l'action de la vapeur fournie par le bas de l'évacuation de l'admetteur.

Remarque. — Sur la figure 623 nous avons indiqué par des hachures les portions de course franchies par les pistons des cylindres extrêmes sous l'action de la vapeur provenant de l'évacuation du bas et par un gros trait les fractions de course parcourues sous l'action de la vapeur de l'évacuation haut. Des diverses observations que nous venons de faire il résulte que : 1° pour chacune des courses, les cylindres extrêmes sont alimentés alternativement par de la vapeur provenant de l'évacuation du haut et du bas du cylindre admetteur; 2° pendant chaque demi-révolution et sur un parcours angulaire de 65° environ, il se produit dans le réservoir intermédiaire et derrière le piston du cylindre admetteur des compressions qui augmentent le travail résistant de ce dernier cylindre en même temps que le travail absolu du cylindre détendeur qui est alors en communication avec lui. En examinant la figure 623 qui correspond à un calage de 120°, nous voyons que le cylindre A commence son introduction peu à près l'enfermeture à l'introductiou du cylindre R; c'est-à-dire que le cylindre A bénéficie seul de l'accroissement de pression résultant de la compression dans le réservoir, ce qui augmente notablement la pression de la vapeur au début de la période d'introduction dans ce cylindre. L'introduction de la vapeur dans le cylindre R commence à la fin de la période d'évacuation du cylindre admetteur, et pendant que le cylindre A, ouvert largement à l'introduction permet à la vapeur de se détendre et d'arriver, presque à ce moment, à la valeur minimum de sa pression au réservoir; il en résulte une valeur très faible de la pression initiale à l'introduction du cylindre R.

Il y a bien compensation partielle de cette différence de pression au commencement de l'introduction au cylindre R, à cause de la position du piston de cette machine au début de l'évacuation du cylindre admetteur; le cylindre A a son introduction presque fermée à ce moment et bénéficie peu, comme nous l'avons déjà dit du surcroît de vapeur fourni par l'admetteur. Le cylindre R au contraire dont le piston est en C ou en C' (fig. 626) presque au début de sa course, accuse une notable augmentation de pression qui fait que sa courbe d'indicateur doit être plus élevée à la fin de l'introduction que celle du cylindre A; mais il n'y a là, malgré tout, qu'une compression partielle et qui explique pourquoi, lors des essais de la *Savoie*, le travail du cylindre A avait toujours été un peu supérieur à celui du cylindre R.

Pour remédier à cet inconvénient, le calage des manivelles des cylindres extrêmes a été porté de 120° à 90° si l'on étudie la figure 624 qui a été tracée de la même manière que la figure 624

mais avec ce dernier calage des manivelles, on observera que la période de compression, dont bénéficie toujours le cylindre *M*, se trouve considérablement réduite et ne se reproduit plus que sur un parcours angulaire d'environ 45° ce qui fait diminuer le travail de ce cylindre.

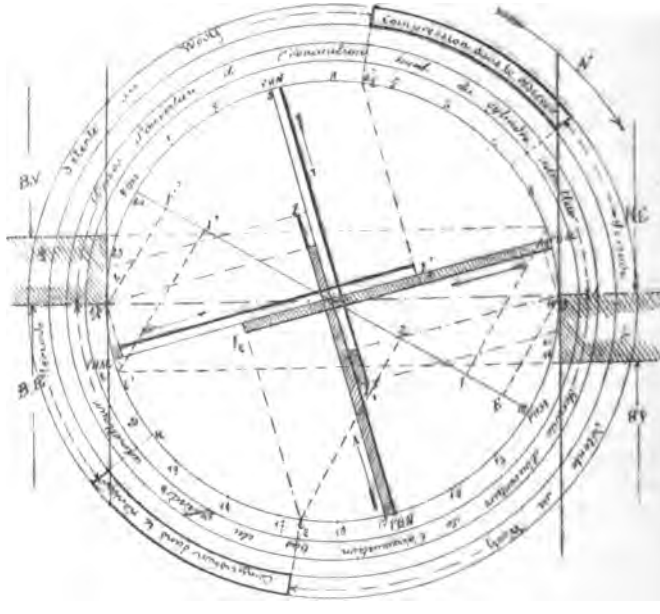


Fig. 624.

D'autre part le début de l'évacuation de l'admetteur se trouve plus rapproché de la fin de l'introduction du cylindre *M* ; ce dernier subit donc au début de sa course l'accroissement de pression résultant de l'afflux de la vapeur provenant de l'évacuation de l'admetteur, tandis que le cylindre *M* qui est alors presque fermé n'en subit nullement l'influence. Il résulte de ces faits que : 1° les travaux des cylindres extrêmes deviennent sensiblement égaux ; 2° la dépense de vapeur d'évacuation de l'admetteur sans travail produit sur les cylindres extrêmes se trouve considérablement diminué. Ce dernier fait a une très grande importance ; car, il tend à égaliser le travail entre les trois cylindres, ce qui est très avantageux au point de vue de la régularité de la rotation ; aussi, ce genre de calage est-il aujourd'hui le seul employé pour ce genre de machine.

Formes comparées des diagrammes d'une machine Woolf à trois cylindres côte à côte points morts à 90° et 135°. — Si des divers points de division de la circonférence de la figure 624 nous abaissons des perpendiculaires sur les diamètres des points morts des

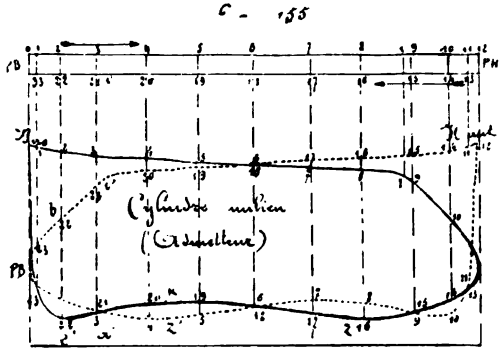


Fig. 625.

divers cylindres, nous obtiendrons sur ces diamètres les positions simultanées des divers pistons. En affectant les pieds de ces perpendiculaires de numéros correspondant à ceux de la rotation, ces

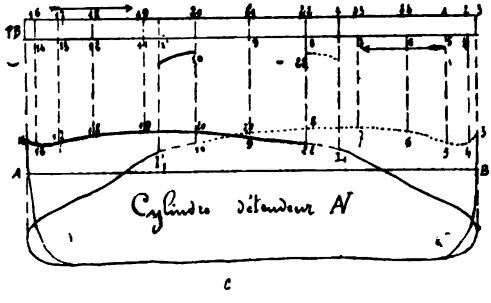


Fig. 626.

diamètres seront divisés comme le sont les règles des figures 625, 626 et 627 sur lesquelles les divisions de la partie supérieure correspondent aux courses montantes et celles de la partie inférieure aux courses descendantes.

En agissant comme nous l'avons fait pour le tracé des figures 615 et 620, nous obtiendrons les diagrammes (fig. 625, 626 et 627);

le premier est relatif au cylindre milieu, le second au cylindre $\mathcal{N}$ et le troisième au cylindre $\mathcal{R}$.

Occupons-nous d'abord des diagrammes du cylindre milieu (fig. 625) et suivons celui relevé sur le bas en ayant soin de consulter en même temps la figure 624 afin de nous rendre compte des variations de pression. La partie supérieure qui est relative aux périodes d'introduction et de détente naturelle ne présente rien de particulier.

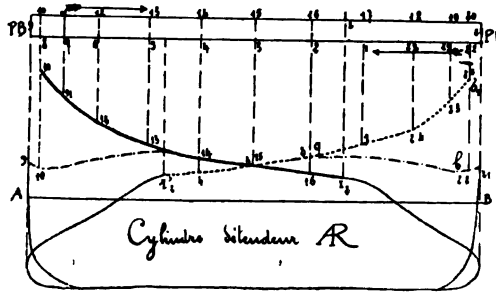


Fig. 627.

L'avance à l'évacuation commence au point 10 et la courbe s'infléchit rapidement jusqu'à la fin de la course, car, nous l'avons dit, les volumes en communication augmentent très rapidement pendant cette période de la rotation.

Lors du retour du piston sur ses pas, la détente au Woolf se continue jusqu'au point *z* (fig. 625) qui correspond à la fin de l'introduction du cylindre $\mathcal{R}$ (voy. point *z* fig. 624).

A partir du point *z* la courbe se relève par le fait de la pression qui se manifeste dans le réservoir et qui se fait sentir jusqu'au point K compris entre les points 19 et 20 de la rotation.

Du point K au point 22, la courbe retombe de nouveau par suite de la détente au Woolf qui se produit entre ces deux points.

A partir du point 22, où commence la période de compression propre au cylindre milieu la courbe se relève jusqu'à la fin de la courbe en accusant cette période de compression et l'avance à l'introduction. Le diagramme relevé sur le haut et qui est tracé en pointillé accuse les mêmes effets que celui du bas.

Sur les diagrammes des cylindres détendeurs (fig. 626 et 627), les points portant les mêmes numéros auraient été tracés simultanément par les crayons des indicateurs montés sur les deux faces de chacun des cylindres. Pendant la communication des détendeurs avec l'admetteur, les portions de courbe correspondantes sont marquées avec des traits de même nature ; les ordon-

nées de mêmes numéros ont les mêmes valeurs puisque nous avons supposé que l'équilibre de pression s'établissait entre l'évacuation de l'admetteur et les admissions des détendeurs.

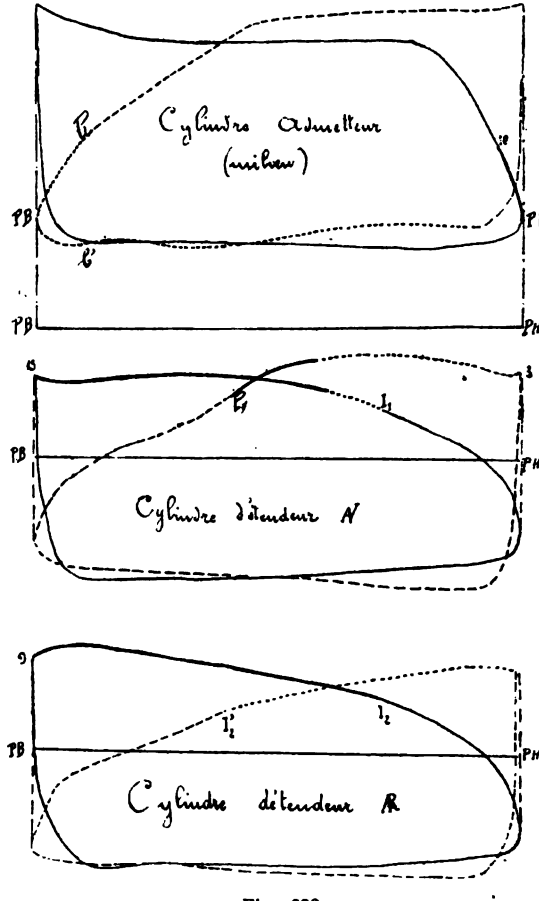


Fig. 628.

Considérons notamment les diagrammes du cylindre R (fig. 627) et partons du point mort haut. La partie *ab* de la courbe d'introduction de ce cylindre qui est comprise entre les points 21 et 22 correspond à la partie *a'b'* de la courbe d'évacuation du bas du cylindre milieu (fig. 625).

Au point b' (fig. 625) l'évacuation du bas se ferme et celle du haut s'ouvre; l'introduction du haut du cylindre AR s'achève de b en I'_2 (fig. 627) avec la vapeur qui évacue le haut du cylindre milieu, et $b''P'BZ'$ (fig. 625) est la portion de courbe d'évacuation de ce cylindre qui correspond à bI'_2 (fig. 627). D'après notre hypothèse d'équilibre de pression entre P'' évacuation de l'admetteur et l'admission des détendeurs, la courbe d'introduction du cylindre AR aurait dû monter brusquement de b en b_1 au moment de l'ouverture d'évacuation du haut et cette courbe aurait dû être $b_1gI'_2$; mais comme l'on conçoit facilement que cet équilibre ne peut pas s'établir instantanément, nous avons admis que la pression dans le cylindre AR, s'élevait suivant une loi représentée par la courbe bg.

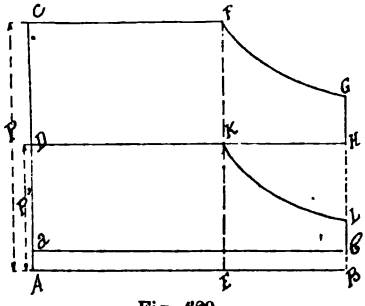


Fig. 629.

A partir du point I'_2 qui correspond au commencement de la détente naturelle, le diagramme de la figure 627 ne présente rien de particulier.

Ce que nous venons de dire relativement du diagramme du haut du cylindre AR, est applicable à celui du bas du même cylindre, et le lecteur se rendra facilement compte de la forme des diagrammes de la figure 626 relatifs au cylindre AV.

Diagrammes pratiques d'une machine Woolf à trois cylindres côte à côte, points morts à 90° et 135°. — Les diagrammes de la figure 628 ont été relevés sur la machine du croiseur *le Sané* qui est du type qui nous occupe. Sur ces diagrammes sont représentés en traits de même nature, les parties correspondant aux périodes de fonctionnement où les cylindres détendeurs sont en communication avec les cylindres admetteurs; ces périodes ont été relevées sur l'épure de régulation de la machine.

En comparant les diagrammes pratiques avec ceux des figures 625, 626 et 627 on observera qu'ils ont une certaine analogie comme forme, mais que les variations de pression sont un peu moins accentuées sur les premiers que sur les seconds; cela tient à ce que sur le *Sané* le volume du réservoir intermédiaire était assez considérable; il était supérieur au volume d'un cylindre.

Etude sommaire de l'influence des modifications que subit le travail dans les divers cylindres d'une machine Woolf à trois cylindres

égaux par le fait d'une variation dans les périodes d'introduction. — L'égalité de travail sur les pistons d'une machine Woolf à trois cylindres ne peut être obtenue qu'à la condition que la période d'introduction au cylindre admetteur, soit supérieure à celle des cylindres détendeurs.

En effet, appelons :

V, le volume d'un cylindre ;

I, la durée de l'introduction dans le cylindre admetteur ;

I', la durée de l'introduction dans chacun des cylindres détendeurs ;

P, la pression de la vapeur à la fin de l'introduction dans le cylindre admetteur et P' la pression moyenne de la vapeur d'introduction dans les cylindres détendeurs ce qui sera la contre-pression moyenne sur le piston du cylindre admetteur.

Le volume de vapeur introduit par coup de piston dans l'admetteur est $V \times I$ et sa pression P.

Une fois le régime de marche établi, toute la vapeur dépensée pour une pulsation de l'admetteur est intégralement employée, pour produire une pulsation de chacun des pistons des cylindres détendeurs, et elle prendra par suite, à l'admission de ces derniers, un volume $2V \times I'$.

En supposant que la vapeur suive la loi de Mariotte pendant sa détente au Woolf, nous pourrons donc poser :

$$V \times I \times P = 2V \times I' \times P'$$

d'où l'on tire :

$$P' = \frac{P}{2} \times \frac{I}{I'} \qquad (1)$$

Si nous faisons $I = I'$, il en résultera $P' = \frac{P}{2}$.

Traçons une ligne AB (fig. 629) propre à nous représenter le volume d'un cylindre ; menons $AC = P$ et $AF = I$.

La contre-pression moyenne sur le piston du cylindre admetteur étant égale à la pression moyenne d'introduction sur les pistons des cylindres détendeurs sera mesurée par $AD = P' = \frac{P}{2}$, et le diagramme du cylindre admetteur sera représenté par DCFGH. La contre-pression sur les cylindres détendeurs ne pouvant être nulle, sera A*a*, par exemple, et le diagramme propre à l'un de ces derniers cylindres sera représenté par *ad*KL*b*.

La surface de ce dernier diagramme est nécessairement plus petite que celle que nous avons attribuée à l'admetteur, de tout le petit rectangle A*ab*B.

Si dans l'expression (1) nous avions fait $I > I'$, nous aurions eu nécessairement $P' > \frac{P}{2}$ et la ligne DKJI se serait trouvée plus

élevée, ce qui aurait diminué le diagramme du cylindre admetteur et augmenté celui du cylindre détendeur.

On conçoit facilement qu'il existe une valeur du rapport $\frac{I}{I'}$ qui permet d'obtenir l'égalité de surface pour les deux diagrammes. Ce résultat est sensiblement obtenu en faisant dans les machines qui fonctionnent à 3 kilogrammes de pression absolue $I = 0,84$ et $P = 0,75$.

Cette démonstration élémentaire nous permet donc de nous rendre compte de ce fait très important :

Une augmentation de la période d'introduction dans le cylindre admetteur sans modification dans la durée de l'introduction des cylindres détendeurs fait diminuer le travail du cylindre admetteur en même temps qu'il fait augmenter celui des cylindres détendeurs.

Cet important résultat peut d'ailleurs s'expliquer par un raisonnement très simple.

Supposons que l'on augmente la durée de l'introduction dans le cylindre admetteur sans toucher à celle des cylindres détendeurs.

Le poids de vapeur introduit dans l'admetteur devenant plus grand, et lors de l'évacuation de ce cylindre, la vapeur se répandant toujours dans la même capacité disponible des cylindres détendeurs, la contre-pression P' sera nécessairement plus forte et, par suite, l'ordonnée moyenne de l'admetteur diminuera. Par contre, P' joue le rôle de pression absolue d'introduction pour les cylindres détendeurs, et cette quantité augmentant sans variation de la contre-pression pour ces cylindres, leur ordonnée moyenne augmentera.

La variation des travaux entre les cylindres suit nécessairement la même loi que la variation des pressions moyennes, puisque ces cylindres ont même volume.

On démontrerait d'une manière analogue qu'une augmentation de la durée de l'introduction pour les cylindres détendeurs, sans modification de l'introduction au cylindre admetteur détermine une diminution du travail pour les cylindres détendeurs et une augmentation pour le cylindre admetteur.

Dans beaucoup de machines Woolf à trois cylindres, la diminution de vitesse s'obtient par la fermeture partielle du registre de vapeur. Afin que le rapport $\frac{\text{travail du cylindre admetteur}}{\text{travail d'un cylindre détendeur}}$ ne devienne pas trop grand, ce qui aurait pour conséquence de déterminer des irrégularités de rotation, il convient d'ouvrir en partie la valve additionnelle de mise en marche lorsqu'on fonctionne avec la valve principale fortement étranglée.

En effet, si lors d'une forte ouverture de la valve principale, on

a la relation $\frac{\text{travail du cylindre admetteur}}{\text{travail d'un cylindre détendeur}} = 1$, ce rapport augmentera naturellement avec la fermeture de cette valve, car le poids de vapeur dépensé devenant moindre, la contre-pression du cylindre admetteur et la pression d'introduction aux cylindres détendeurs deviendra plus faible.

Par suite, malgré l'abaissement de la ligne des pressions d'introduction dans la courbe du cylindre admetteur, le diagramme de ce cylindre accusera sensiblement le même travail que lors d'une forte ouverture du registre. Mais il ne sera pas de même pour le diagramme d'un cylindre détendeur, car la ligne des pressions sera plus basse et celle des contre-pressions restera sensiblement la même que le registre de vapeur, soit largement ouvert ou étranglé.

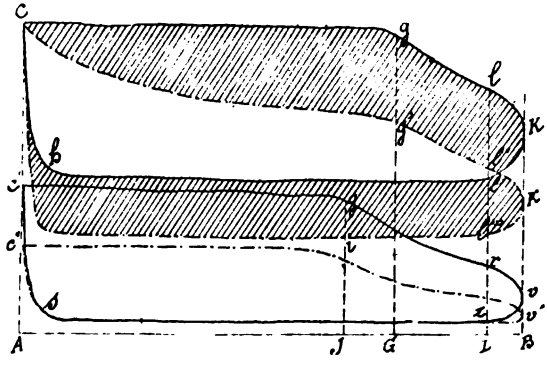


Fig. 630.

La construction graphique (fig. 630) nous permettra de nous rendre un compte parfaitement exact de ce fait. Cette figure représente à très peu près les diagrammes du cylindre admetteur et d'un cylindre détendeur pour deux ouvertures différentes du registre de vapeur, elle a été tracée de la manière suivante : AC est la pression absolue initiale à l'introduction au cylindre admetteur, l'introduction naturelle se fait de A en G pendant les 0,75 de la course. La pression G*g* à la fin de l'introduction est, malgré l'ouverture en grand du registre, un peu inférieure à la pression initiale à cause des étranglements produits par la fermeture graduelle du tiroir. L'évacuation commence en L aux 0,93 de la course de la vapeur s'est détendue de G en L suivant une loi représentée par *gl*.

La contre-pression moyenne au cylindre admetteur est toujours, pour le même appareil, une fraction donnée de la pression au

commencement de l'évacuation, quelle que soit la valeur de cette dernière.

En prenant $Ll' = 0{,}60$ de Ll, nous aurons la position de la ligne de contre-pression moyenne qui achève le diagramme $Cglkl'h$ du cylindre admetteur.

L'introduction aux cylindres détendeurs est $AJ = 0{,}65$ de la course, et la pression initiale d'introduction est $AC' < Ll'$, la vapeur se détend de g en r, et en prenant LZ, pour valeur de la contre-pression aux cylindres détendeurs, nous aurons pu compléter le diagramme $c'jrvzs$, d'un de ces cylindres.

Supposons donc que nous ayons :

$$\frac{\text{Contre-pression moyenne au cylindre admetteur}}{\text{Pression initiale d'évacuation au cylindre admetteur}} = 0{,}60$$

En effet, appelons P' la pression absolue au commencement de l'évacuation du cylindre admetteur, v son volume, désignons par V le volume d'introduction aux cylindres détendeurs et par p la pression moyenne d'introduction dans ces cylindres.

En faisant l'application de la loi de Mariotte nous aurons $P' \times v = p \times V$ d'où $\frac{P}{P'} = \frac{v}{V}$ et en remarquant que v et V sont des constantes pour un même appareil nous aurons $\frac{p}{P'} =$ constante.

Les diagrammes en tirets ont été tracés de la même manière que les précédents, mais en supposant le registre un peu étranglé. Nous savons que, dans ces conditions, la pression tombe d'autant plus rapidement pendant l'introduction que le registre est plus fermé. $G'g'$ est la pression à la fin de l'introduction et Ll'' mesure la pression au commencement de l'évacuation. Ainsi que nous l'avons démontré plus haut la contre-pression moyenne Ll''' dans l'admetteur égalera les 0.60 de Ll'', et il nous a été facile de compléter le diagramme $Cg'k'l'''h'$ du cylindre admetteur. Enfin le diagramme $c''iv'zs$ d'un cylindre détendeur, a été tracé sans difficulté. Si nous comparons les deux diagrammes des cylindres admetteurs, nous voyons qu'ils ont sensiblement la même surface, car celui relevé lors de l'étranglement du registre, perd d'une part la portion de surface hachée dans la partie supérieure de la figure, mais il gagne d'autre part la portion hachée inférieure. Ces surfaces ayant sensiblement la même valeur, il y a à peu près compensation.

Si nous examinons les deux diagrammes du cylindre détendeur, nous voyons que celui qui a été relevé lors de l'étranglement du registre a perdu sur l'autre la portion de surface $c'jr'vsiC''$ et cela sans aucune compensation.

On peut donc conclure de cette démonstration que, dans les

machines à trois cylindres, où la diminution de vitesse est obtenue par la fermeture du registre, le travail du cylindre admetteur reste sensiblement le même, tandis que celui des cylindres détendeurs diminue considérablement. Pour éviter les irrégularités de rotation, il conviendra donc d'ouvrir en partie la valve additionnelle de mise en marche afin d'augmenter la contre-pression sous le piston du cylindre admetteur et la pression absolue sur les pistons des cylindres détendeurs.

Calcul de la puissance effective des machines Woolf au moyen des courbes d'indicateur. — Lorsque les cylindres admetteurs et détendeurs sont égaux, ce calcul se fait en employant les mêmes formules que celles que nous avons données pour les machines ordinaires, il suffit de calculer l'effort moyen relatif aux diagrammes relevés simultanément sur tous les cylindres admetteurs et détendeurs.

Lorsque les cylindres admetteurs et les cylindres détendeurs ont des courses ou des diamètres différents, on calcule l'effort moyen pris sur les diagrammes relevés au même instant sur les cylindres détendeurs, et on en déduit également le travail de ces cylindres.

La somme de ces deux travaux donne évidemment le travail de la machine, soient :

A. Le nombre des cylindres admetteurs égaux.
A'. — — détendeurs égaux.
D. Le diamètre d'un cylindre admetteur, en mètres.
D'. — — détendeur —
C. La course des pistons des admetteurs —
C'. — — détendeurs —
P. La pression moyenne en kilogramme par centimètre carré sur les pistons des admetteurs.
P'. La pression moyenne en kilogramme par centimètre carré sur les pistons détendeurs.
Et enfin V le nombre des tours de la machine.

La puissance indiquée force chevaux développée par les cylindres admetteurs seront données par les expressions

$$f \text{ chevaux} = \frac{AD^2CNP}{0,28647} \; ; \; f' \text{ chevaux} = \frac{A'D'^2C'NP'}{0,28647}$$

La puissance totale F de l'appareil sera

$$F = f + f' = \frac{N}{0,28647}\left(AD^2CP + A'D'^2C'P'\right)$$

Si l'on a A = A' et C = C' (ainsi que cela se produit sur un très

grand nombre d'appareils) l'expression devient alors de la forme :

$$F = \frac{ACN}{0,28647}\left(D^2P + D'^2P^2\right)$$

dans laquelle A représente le nombre de paires des cylindres.

Courbes des volumes en communication et courbes d'indicateur. — Dans cette machine, les manivelles sont calées à 120°. Les cylindres ont même course et même diamètre ; la vapeur après avoir fait son effet dans le cylindre admetteur elle s'évacue dans un réservoir en tôle et de là dans les boîtes à tiroir des deux cylindres détendeurs et après son effet utile, elle est condensée ; l'introduction pour le cylindre admetteur est de 0,81 de la course, et de 0,765 pour chaque détendeur ; l'évacuation est la même pour les trois cylindres et commence aux 0,9 de la course des pistons.

Pour apprécier le mode d'action de la vapeur dans ces machines, nous allons d'abord supposer que l'introduction a lieu pendant toute la course dans les trois cylindres en faisant abstraction du volume du réservoir intermédiaire, ainsi que du volume des conduits d'évacuation ; de plus, nous n'aurons pas égard à l'obliquité des bielles.

Soit (fig. 631) les trois circonférences représentant les chemins parcourus par les boutons des trois manivelles dans un tour complet. Supposons la manivelle du cylindre admetteur à son point mort bas ; celle du cylindre A' aura décrit 120°, sera aux 2/3 de sa course ou de sa demi-révolution inférieure, et celle du cylindre A, le tiers de sa demi-révolution supérieure. Divisons chacune des circonférences en 18 parties égales à partir de la position choisie pour chaque manivelle et en suivant le sens de la marche indiquée par les flèches ; par chacun des points de division menons des perpendiculaires sur le diamètre horizontal qui est en ce moment la direction du cylindre central ; comme les pistons ont même surface et même course, la distance mesurée sur le diamètre horizontal, entre deux perpendiculaires consécutives peut représenter le volume décrit par le piston lorsque sa manivelle parcourt l'un des deux arcs compris entre ces mêmes perpendiculaires.

Sur une droite indéfinie prenons une longueur AA' (fig. 631 et 632) représentant le développement de la circonférence décrite par le bouton de la manivelle du piston central et à partir de son point mort bas ; divisons AA' en 18 parties égales et par chaque point de division égales élevons des perpendiculaires. Aux divisions o 18-9 correspondent les points morts du piston central, aux divisions 3 et 12 correspondent les points morts du piston A' et enfin

aux divisions 6 et 15 correspondent les points morts du piston R. Au point de départ, le piston central étant au point mort, le volume que son cylindre met en communication avec les cylindres extrêmes est représenté par le diamètre AA'; le cylindre N qui introduit par le bas met en communication un volume représenté par A*n*, tandis que le cylindre R qui introduit par le haut met en communication un volume représenté par A'*n*. Faisons la somme de ces trois volumes et portons cette somme de O en N sur l'ordonnée du point zéro de la ligne AA'. Lorsque les manivelles sont arrivées à la position 1, les volumes en communication sont représentés par *m*A' pour le cylindre central, A*m* pour le cylindre N et par A*m'* pour le cylindre R; portons la somme de ces trois quantités sur l'ordonnée de la division 1 de la ligne AA', faisons la même opération pour les divisions 2 et 3 et remarquons qu'à cette division 3, l'introduction cessant pour le bas du cylindre N, les volumes en communication diminuent tout d'un coup de tout le volume de ce cylindre; de sorte qu'après avoir marqué le point P de manière que l'ordonnée 3 P représente les volumes en communi-

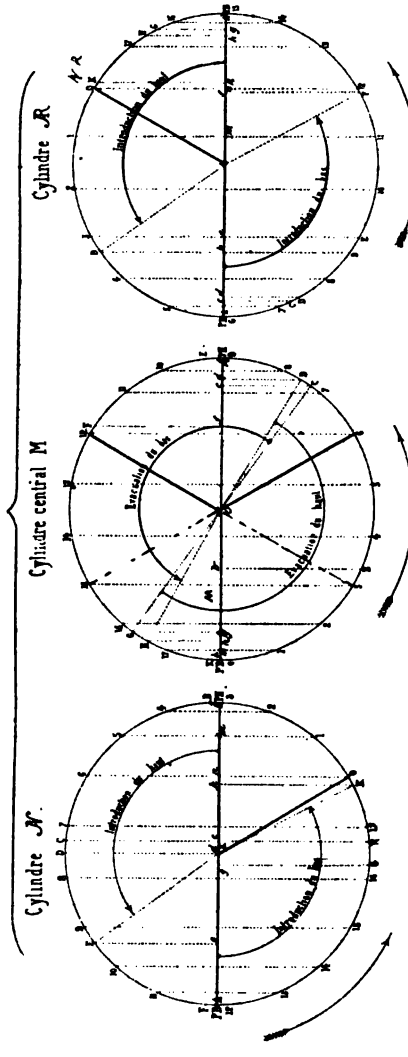


Fig. 631.

cation juste au moment de la fermeture de l'indroduction du cylindre A', il faut marquer sur cette même ordonnée un point Q tel que 3-Q représente les volumes en communication et apparte-

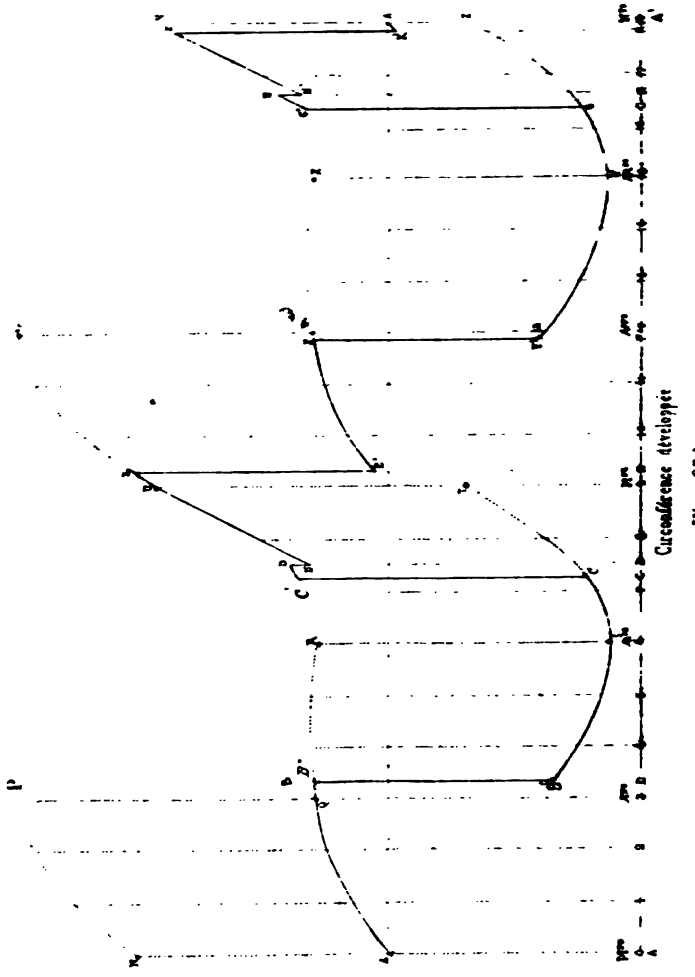


Fig. 638.

nant seulement au cylindre central et au cylindre R. Aux divisions 4,5 et 6 le cylindre A' apporte de nouveau son contingent d'augmentation de volume et à la division 6, nous marquons le

point R sur l'ordonnée de la ligne AA'; mais comme le piston du cylindre R arrive au point mort bas, les volumes vont diminuer d'un coup et à cette même division 6 d'une quantité égale au diamètre AA' qui représente le volume de ce cylindre R; nous marquerons donc le point S, tel que 6-S représente les volumes en communication et appartenant seulement au cylindre central et au cylindre N. A la division 9, et un instant avant l'ouverture de l'évacuation bas du cylindre central, les volumes en communication sont représentés par 9-T; et au moment où l'évacuation commence, ces volumes s'augmentent d'une quantité T*u* immédiatement égale au diamètre AA' et représentant le volume entier du

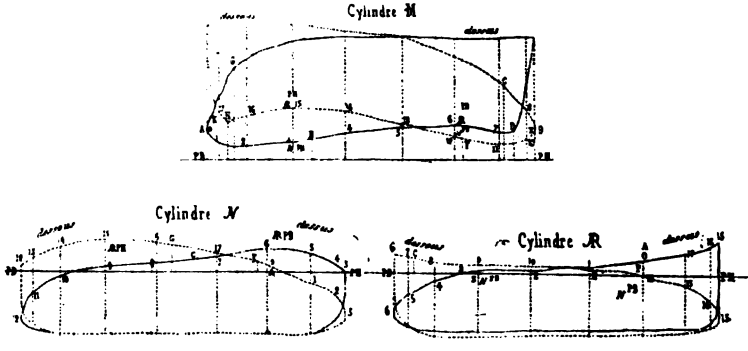


Fig. 633.

cylindre central. Ces divers volumes en communication étant portés pour chaque point de division sur l'ordonnée correspondante, en joignant tous les points obtenus, on a une courbe NPQRSTUVWXYZN qui permet de connaître la valeur des volumes en communication pour un point quelconque de la révolution. Suivons cette courbe en partant du point N, le piston central est au point mort bas et son cylindre évacue par le haut.

Le piston du cylindre N a fait les 3/4 de sa course montante, tandis que le piston du cylindre R est au 1/4 de sa course descendante; le commencement de l'évacuation haut du cylindre central tend à faire augmenter la pression dans chacun des cylindres extrêmes. De N en P, la courbe monte rapidement et le volume de la vapeur évacuée augmentant, la détente se produit et la pression de cette vapeur diminue. Au point P correspondant à la division 3, le piston du cylindre avant arrivant au point mort, la quantité de vapeur, soumise à la détente, diminue de tout le poids de la vapeur renfermée dans ce cylindre. De la division 3 à la division 6, le volume de la vapeur qui reste ne change pas

sensiblement, et il doit en être de même de la pression ; cependant remarquons qu'il y a une légère tendance à la compression. Au point 6 le piston du cylindre R arrive au point mort bas, les volumes en communication sont diminués de tout le volume de ce cylindre représenté par le diamètre AA', et la courbe tombe de R en S. A partir de cette division 6, il reste une bien petite quantité de vapeur pour l'introduction du cylindre R, et la pression doit diminuer considérablement dans les cylindres extrêmes, jusqu'au moment de l'évacuation bas du cylindre central qui a lieu à la division 9, après que le volume de la vapeur a été presque double ; il y a donc ici une nouvelle période de détente et la division 9. les volumes en communication augmentent de tout le volume du cylindre central, la courbe passe de T en U ; mais la pression augmente ou du moins tend à augmenter dans les cylindres extrêmes à cause de l'évacuation du haut du cylindre central. Ce que nous venons de constater pour la demi-révolution inférieure de la manivelle du cylindre central se passera exactement de la même manière pour la demi-révolution supérieure.

En résumé, nous pouvons faire les remarques suivantes :

1° Depuis le commencement de la course du piston R, la pression de la vapeur qui pousse le piston diminue jusque vers les 3/4 de sa course pour augmenter subitement au moment où commence une nouvelle évacuation du cylindre central, et diminuer de nouveau jusqu'à la fin de sa course.

2° Depuis le commencement de la course du piston AR, la pression de la vapeur qui pousse ce piston diminue jusqu'au 1/4 de la course, pour augmenter subitement en ce point, pour diminuer graduellement de nouveau jusqu'aux 3/4 de la course, et rester ensuite presque stationnaire jusqu'à la fin du parcours de ce piston.

3° La vapeur qui évacue le haut du cylindre central n'agit réellement par détente que de la division *o* à la division 3, et de la division 6 à la division 9 de la circonférence ; mais au lieu que l'augmentation de volume soit progressive et qu'elle porte sur la totalité de la vapeur qui sort du cylindre central, elle se fait pour ainsi dire par à-coup et sur des quantités inégales de vapeur ; de sorte que de la division 6 à la division 9, la détente est bien près d'être exagérée.

De plus, au moment où le cylindre central évacue, la pression est très faible dans les cylindres extrêmes ; les volumes en communication doublent instantanément leur valeur, et par suite la vapeur qui sort du cylindre central entre dans les cylindres extrêmes comme si elle entrait dans un condenseur ; elle a besoin de réchauffer ces deux cylindres avant d'agir efficacement et de travailler réellement par détente. C'est pour cette raison que les cylindres sont munis de chemises dans lesquelles circule de la

vapeur à haute température, les machines étant actuellement à haute pression.

4° Les deux cylindres extrêmes ne doivent pas travailler également et la vapeur agit toujours mal à propos dans le cylindre AV où la pression augmente, ou du moins tend à augmenter lorsque le piston arrive aux 3/4 de sa course.

Si maintenant, laissant de côté les conditions toutes théoriques dans lesquelles nous nous sommes placés, nous rentrons dans la réalité des faits, en suivant une méthode semblable à celle que nous venons d'employer, nous pourrons tracer la courbe A.BB'.S. CC'.DD'.EE'.FF.YGG'.HH'KK'-A., qui nous permettra de connaître les volumes en communication en tenant compte des moments réels de l'ouverture et de la fermeture de l'évacuation du cylindre central, ainsi que des moments réels de fermeture et d'ouverture de l'introduction pour chacun des cylindres extrêmes, et les courbes d'indicateur (fig. 633) ont été prises au même instant sur les cylindres, et à un moment où le réservoir intermédiaire ne fonctionnait pas.

(Fig. 632 et 633.) Essayons de nous rendre compte de ce qui se passe : au point A de la courbe, le cylindre central évacue déjà par le haut, et le cylindre AR introduit seul presque, l'introduction du bas pour le cylindre AV a été fermée au point K des circonférences.

De A en B la courbe des volumes monte, la détente se produit et la pression diminue dans le cylindre AR du côté de l'introduction, en même temps que dans le cylindre central du côté de l'évacuation ; les courbes d'indicateur pour le dessus des deux cylindres accusent cette diminution depuis le point A jusqu'au point B. Un peu avant le point B, à la division 3, l'introduction commence pour le haut du cylindre AV, avec une pression initiale qui dépasse à peine la pression atmosphérique. Au point B l'introduction cesse pour le haut du cylindre AR, et à cet instant la courbe des volumes en communication descend verticalement de B en B'. A partir de ce point, le cylindre central et le cylindre AV sont seuls en communication, et comme la vitesse du piston central qui s'approche de la mi-course, est beaucoup plus grande que celle du piston AV qui a à peine dépassé son point mort, il en résulte que les volumes en communication vont en diminuant ; il y a donc compression de vapeur entre les deux cylindres en communication, et la pression augmente.

Cette augmentation de pression est accusée par la portion 3 à 6 de la courbe d'évacuation haut du cylindre central, et par la portion 3 à 6 de la courbe d'introduction haut du cylindre AV. Au point 6, l'introduction commence pour le bas du cylindre AR, et remarquons que la pression initiale dans ce cylindre est plus forte que la pression initiale qu'il y a eu pour l'introduction du

cylindre $\mathcal{N}$. A partir de cette division 6, la courbe des volumes remonte rapidement de S en C, par suite la pression diminue rapidement aussi ; c'est ce qu'accusent les courbes d'indicateur ; et comme c'est la vapeur précédemment comprimée qui reçoit cette augmentation de volume il en résulte qu'il se produit ici une nouvelle période de détente, nous remarquerons que cette deuxième période de détente n'a lieu que pour une partie de la vapeur évacuée par le cylindre central. Au point C l'évacuation du bas s'ouvre pour le cylindre central et la pression tombe rapidement dans ce cylindre sans qu'elle augmente dans les cylindres extrêmes ; cela tient à la rapidité de la marche du piston $\mathcal{N}$, qui est presque à sa demi-course et à l'augmentation considérable et subite de volume qu'éprouve la vapeur qui évacue le haut du cylindre central ; les volumes en communication augmentent de CC' et vont ensuite en croissant jusqu'au point D où l'évacuation haut du cylindre central se fermant, il y a une diminution marquée par DD'. De D' en U, la courbe des volumes monte et la détente se produit ; au point U correspondant à la position 9. le piston central est au point mort haut, et nous avons fait faire une demi-révolution aux trois manivelles. Au point E l'introduction haut cesse pour le cylindre $\mathcal{N}$, et les volumes en communication diminuent de toute la quantité EE' ; la vapeur renfermée dans ce cylindre n'a été soumise qu'à une très faible augmentation de volume et échappe à toute nouvelle période de détente. De E' en F, les volumes en communication continuent de croître, et une nouvelle période de détente se produit dans le cylindre $\mathcal{R}$; au point F, l'introduction cesse pour le bas de ce cylindre, et la vapeur qu'il contient est séparée de celle que contient encore le cylindre central. Ce cylindre est isolé des cylindres de détente. jusqu'à la division voisine 12 où commence l'introduction bas du cylindre $\mathcal{N}$, avec une pression initiale très faible.

Comme le piston du cylindre central marche plus vite que le piston du cylindre $\mathcal{R}$, les volumes en communication vont en diminuant et par suite la pression de la vapeur augmente ; c'est ce qu'accusent les courbes d'indicateur de la division 12 à la division 15, point où commence l'introduction bas du cylindre AR avec une pression initiale plus forte que la pression initiale d'introduction dans le cylindre $\mathcal{N}$. De Y en G de la courbe des volumes, il se produit une troisième période de détente qui porte sur une faible partie de la vapeur évacuée par le haut du cylindre central ; cette vapeur qui a été précédemment comprimée n'éprouve pas une augmentation suffisante de volume pour restituer le travail dépensé pendant la compression. Au point G commence l'évacuation bas du cylindre central, tandis que l'évacuation du haut cesse au point H ; au point K, l'introduction cesse pour le bas du cylindre $\mathcal{N}$, et enfin au point A, le piston central arrive au point mort bas.

et nous avons fait faire une révolution complète à l'arbre de couche. En résumant les observations que nous venons de faire, nous trouverons que pour l'évacuation haut du cylindre central par exemple :

1° La totalité de la vapeur qu'évacue ce cylindre se détend du point G au point K de la révolution, c'est-à-dire pendant que les manivelles décrivent un arc de 30° environ.

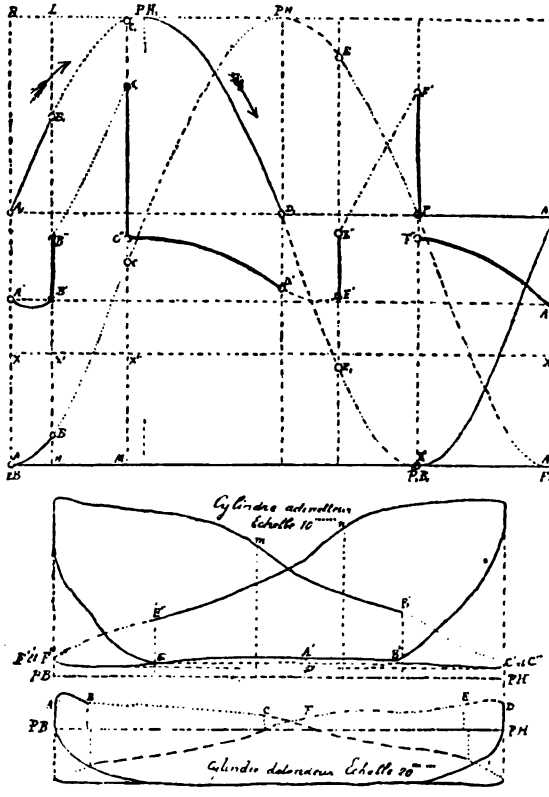


Fig. 634.

2° Une partie seulement de cette vapeur continue à se détendre du point K au point B de la révolution, c'est-à-dire pendant que les manivelles décrivent un arc de 70° environ.

3° Une fraction de cette dernière quantité de vapeur se trouve comprimée d'une manière sensible du point B à la division 6 de la

circonférence, c'est-à-dire pendant que les manivelles décrivent un arc de 55° environ.

4° La quantité précédente de vapeur se détend de nouveau de la division 6 au point C de la rotation ; c'est-à-dire pendant que les manivelles décrivent un arc de 25° environ.

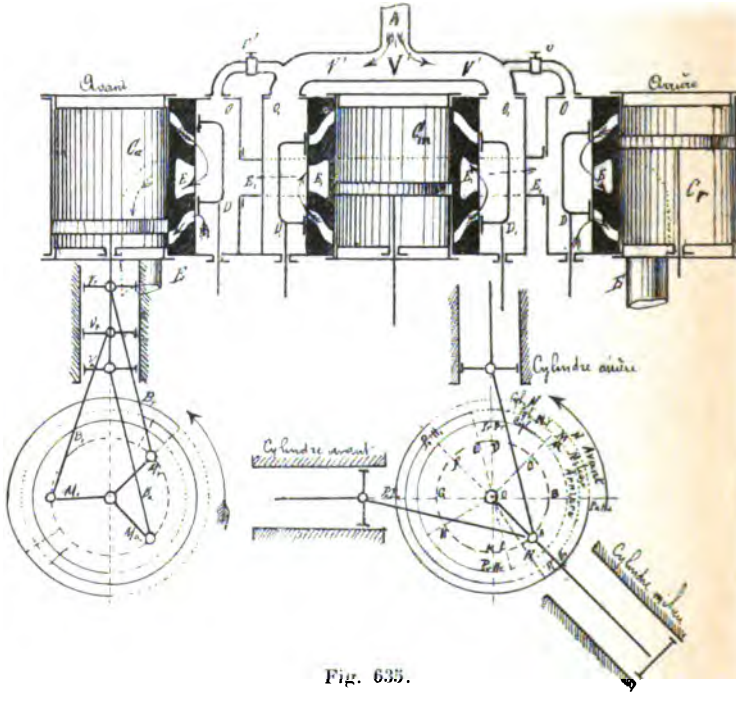


Fig. 635.

Les mêmes effets se reproduisent pour l'évacuation *bas* du cylindre central, et les irrégularités signalées avec la courbe des introductions pendant toute la course, subsistent en partie avec des introductions réduites aux 0,765.

L'inconvénient qui résultait de l'ouverture des évacuations du cylindre central au moment où le piston *A'* avait fait les trois quarts de sa course a disparu ; mais celui qui résulte de la compression de la vapeur entre les divisions 3 et 6 et les divisions 12 et 15 de la rotation, se trouve aggravé en ce sens que l'augmentation de pression, produite par cette compression, agit comme résistance sur le piston central pendant que la pression effective qui pousse ce piston a le plus d'effet à cause du bras de levier ; tandis

que cette augmentation de pression qui agit comme puissance sur le piston A' ne tend à faire tourner l'arbre qu'avec un bras de levier

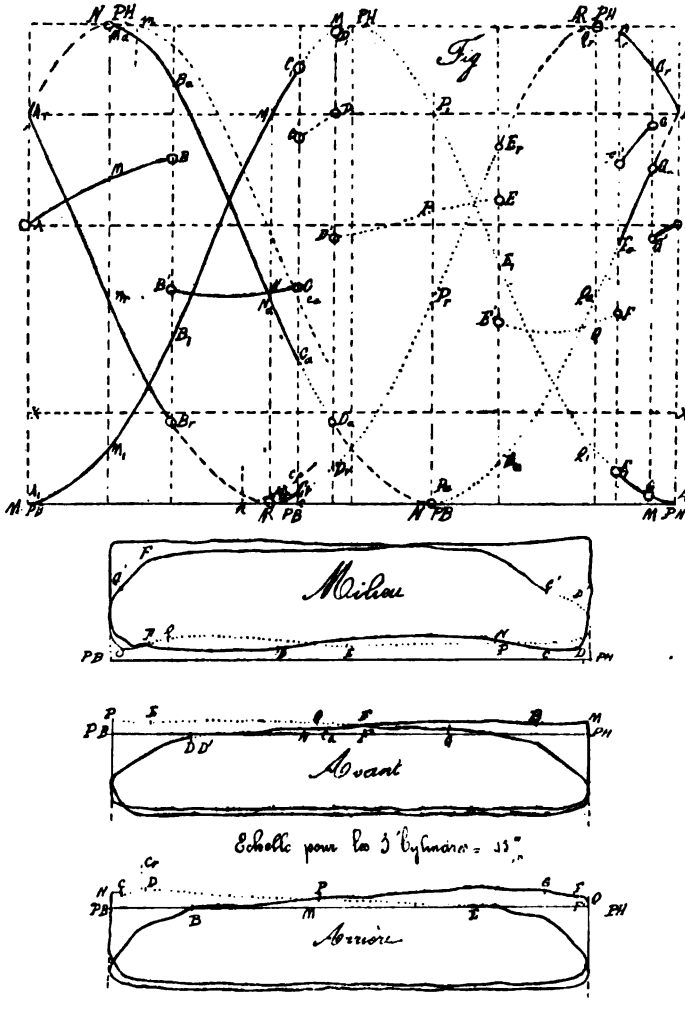


Fig. 635 *bis*.

beaucoup plus faible. Avec le réservoir, cet effet de compression est moins sensible, mais il se présente alors un autre inconvénient au

point de vue de la régularité de la rotation, car d'après des courbes relevées pendant des essais, lorsque le réservoir fonctionnait, le travail fait dans le cylindre central valait quelquefois à lui seul la moitié du travail total de l'appareil moteur. On voit que dans ces nouvelles machines la détente se produit, mais l'augmentation de volume n'est pas continue et toutes les parties de la vapeur dépensée ne travaillent pas également par détente; mais en somme le nouveau volume que prend la vapeur en passant du cylindre central dans les cylindres extrêmes vaut à peu près le double de son volume primitif; le volume serait juste double s'il y avait introduction dans les trois cylindres pendant toute la course. La figure 634 représente les volumes en communication d'une machine à deux cylindres comprenant : les manivelles calées à 90°; les courbes relevées sur les indicateurs indiquent également comme dans la figure 632 les variations de pression : la même méthode a été employée pour établir la courbe des volumes. Les figures 635 et 635 *bis* indique les volumes en communication pour une machine à trois cylindres avec les manivelles extrêmes calées à 90° et la manivelle milieu de l'admetteur à 135°.

Déterminer l'effort de rotation au moyen de courbes d'indicateur. — Pour déterminer l'effort de rotation des machines on relève des courbes d'indicateur à chacun des cylindres, on divise ces

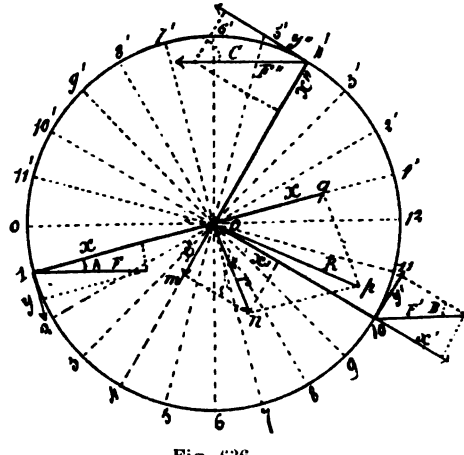


Fig. 636.

courbes en un nombre quelconque de parties égales, on mène des ordonnées à chaque point de division que l'on évalue en kilogrammes; ensuite on décrit la circonférence *oa* des manivelles,

on place chacune d'elles à sa position respective, on divise cette circonférence en un nombre double de parties que celui des courbes; on tire des rayons par chaque point de division et sur chacun l'on porte les efforts correspondant à la somme des efforts des bielles. Lorsqu'une force F agissant dans la direction d'une bielle infinie, laquelle tire ou pousse une manivelle *oa*, cette force F se décompose en deux autres, l'une x agissant dans la direction de la manivelle et donnant lieu à un frottement de l'arbre sur ses coussinets, et l'autre y agissant normalement sur la manivelle et tendant à produire la rotation; nous aurons pour produire la rotation de la manivelle *oa* :

$$y = F \sin A$$
$$y' = F' \sin B$$
$$y'' = F'' \sin C.$$

et comme effort produisant le frottement :

$$x = F \times \cos A$$
$$x' = F' \times \cos B$$
$$x'' = F'' \times \cos C.$$

Les trois forces $yy'y''$ s'ajoutent pour faire tourner l'arbre, et leur somme est la force brute de rotation pour la division 1.

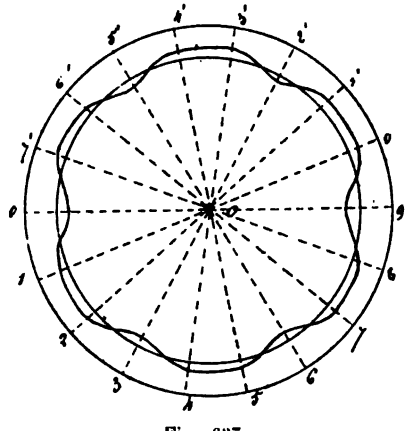


Fig. 637.

Les deux forces x' et x'' qui agissent à angle droit ont pour résultante r dont la valeur est donnée par le triangle *omn*, $r^2 = \sqrt{x^2 + x''^2}$. Cherchons la résultante des deux forces x et r et nous obtiendrons R, représentant le frottement. Dans le triangle *opm*

nous avons $R^2 = on^2 + np^2 - 2\ on \times np \times \cos onp$ ou $R = \sqrt{r^2 + x^2 - 22\ x \cos onp}$. Cette force produit un frottement qui détruit une partie de l'action des forces $yy'y''$. Si nous prenons $\frac{1}{10}$ de la pression pour coefficient de frottement, la résistance ne

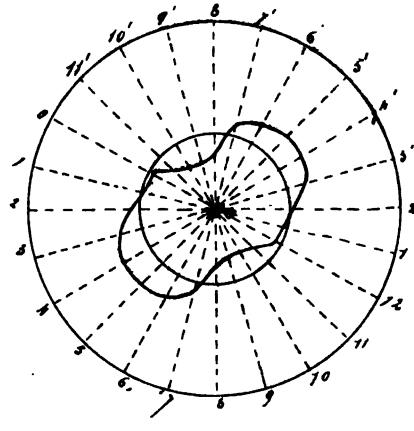


Fig. 638.

sera plus que $\frac{R}{10}$; et comme cette force agit autour de l'arbre, nous aurons pour dernière valeur de R,

$$\frac{R \times \text{rayon de l'arbre}}{10 \times \text{rayon de la manivelle}} = X$$

Et pour la rotation $(y + y' + y'') - X$ pour la division 1.

En faisant les mêmes opérations pour les autres divisions et portant les efforts de rotation sur les rayons correspondant, on obtient les courbes ci-dessous.

La figure 637 représente le couple de rotation d'une machine à trois cylindres à introduction directe pour chacun, les manivelles calées à 120°; on voit à l'inspection de cette courbe que l'effort est régulier, se confondant presque avec la circonférence représentant le mouvement régulier à chaque division. Ces machines fonctionnaient avec une régularité parfaite, sans choc, ne donnant lieu à aucune trépidation.

La figure 638 représente la courbe des efforts d'une machine à deux cylindres, les manivelles calées à 90°.

On voit encore dans cet accouplement des manivelles que la machine doit partir dans toutes les positions.

La figure 639 représente une machine Woolf à trois cylindres, la manivelle centrale faisant un angle de 135° avec chacune des extrêmes, celles-ci étant calées à 90°.

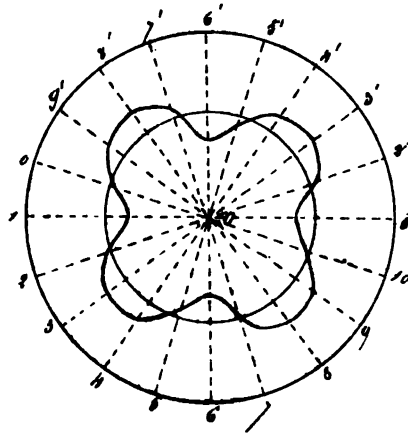


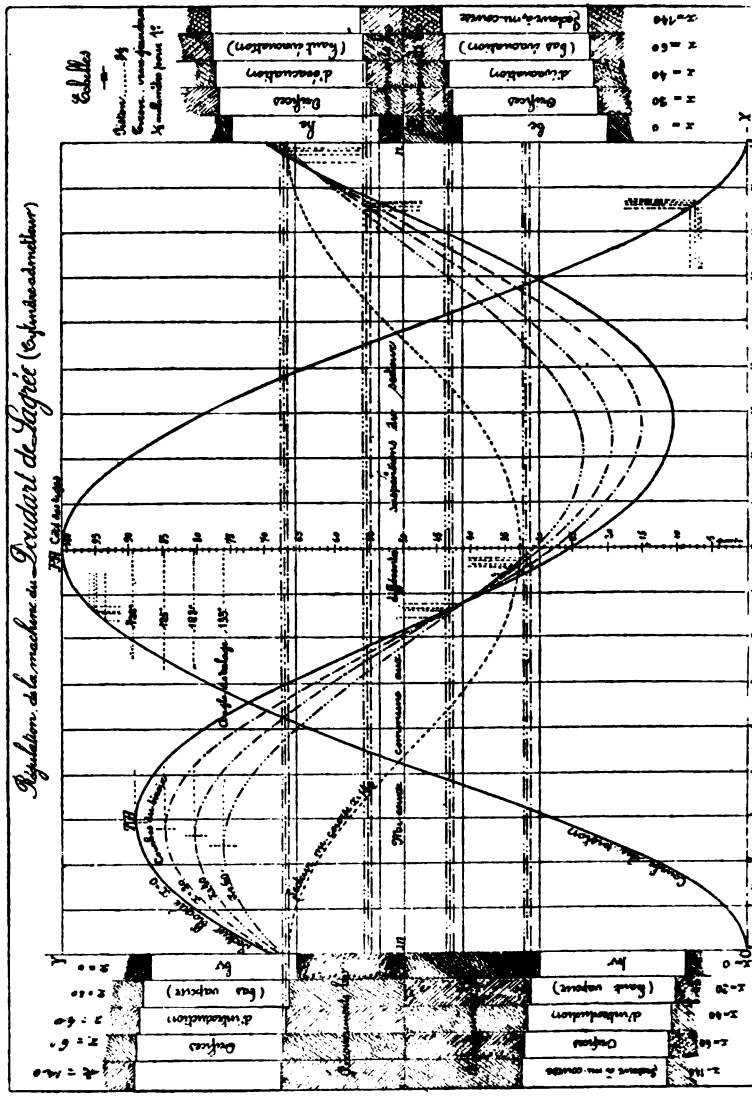
Fig. 639.

A l'inspection de la courbe, on constate un effort irrégulier ; ce qui donne lieu à une vitesse irrégulière et à des chocs. Pour le point de départ, il faut avoir recours à l'ouverture de valves additionnelles permettant d'introduire de la vapeur sur les pistons extrêmes.

APPLICATION DES MACHINES WOOLF SUR LES TORPILLEURS

Renseignements fournis par la défense mobile de Brest. — Si nous admettons dans ces machines, par suite d'une circulation de vapeur continue dans les enveloppes des cylindres, que la température de la vapeur reste constante et que par conséquent la détente suive la loi de Mariotte. Cette circulation étant produite par des régulateurs détendeurs permettant d'obtenir une arrivée de vapeur à une pression constante et que l'on fixe d'avance pour chaque cylindre. Les détails et remarques qui vont suivre ont trait à la machine du torpilleur *Doudart de Lagrée* à deux cylindres verticaux de même course et de diamètres différents. La régulation de la machine motrice est donnée par les courbes suivantes, relevées sur les deux cylindres dont les manivelles sont calées à 90°, et où les chemins simultanément parcourus par

les pistons, par les tiroirs, pour des arcs égaux de leurs mani-


Régulation de la machine du Bouvart de Lagrée (Cylindre à détendeur)
Échelles
Détente
Admission
Échappement
Compression
Avance à l'admission
Avance à l'échappement
Avance à la compression
Avance à la détente

point mort bas par exemple. En répétant cette opération à diffé-

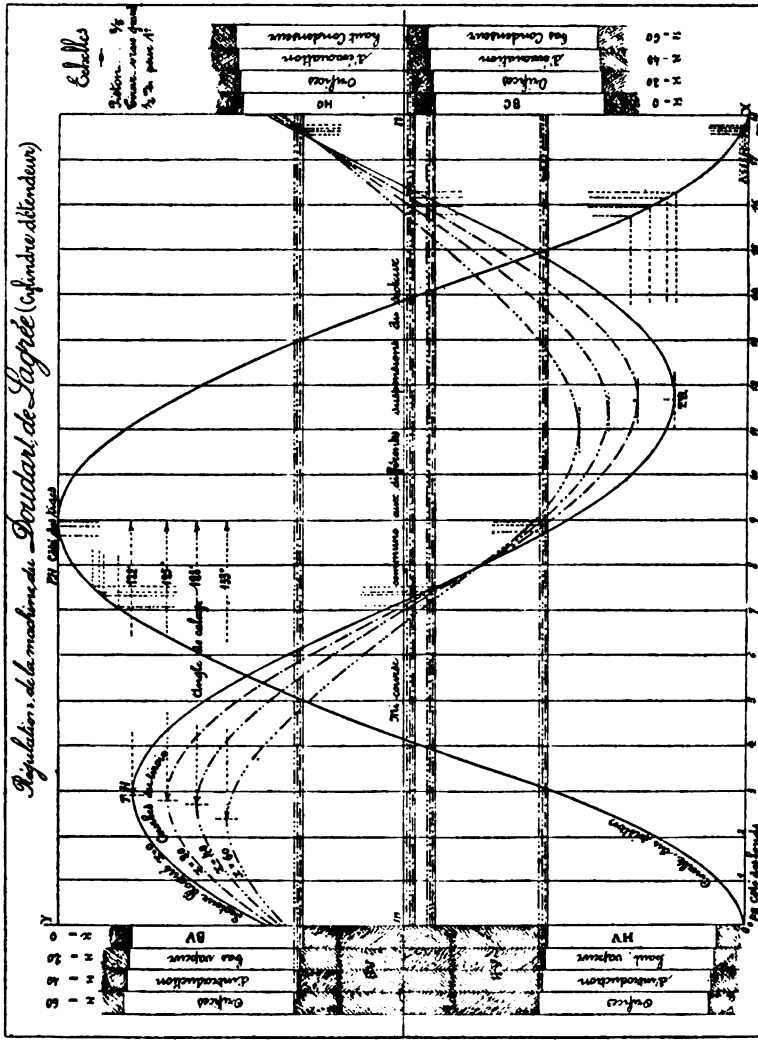


Fig. 641.

rentes suspensions des secteurs de la mise en train et en plaçant les tiroirs à demi-course et mesurant les recouvrements des bar-

rettes sur les orifices; et pour obtenir pratiquement ces degrés de suspension, mesurer sur la vis de relevage la distance x qui existe entre l'embase de cette vis et la face de l'écrou de rappel, distances qui ont été trouvées par les suspensions observées à $0^m,20$ pour la pleine introduction, $0^m,40$, $0^m,040$, $0^m.060$ et $0^m.0140$ pour les suspensions intermédiaires et extrêmes, correspondant à la mi-course des secteurs (fig. 640).

Pour tracer les courbes à une échelle de un demi-millimètre pour un degré par exemple, on porte sur une base OX les chemins angulaires égaux décrits par la manivelle, à chaque point de division on mène une ordonnée; et sur chaque ordonnée on porte à 2/5 le chemin parcouru par le piston. On fait passer une courbe continue par tous les points ainsi obtenus qui est celle parcourue par le piston. On prend le milieu m de la course du piston, et par ce point on tire l'horizontale mn que l'on considère comme la mi-course du tiroir dans ce tracé, commune à toutes les suspensions du secteur, puis on porte au-dessus et au-dessous de la ligne mn les chemins respectivement parcourus par le tiroir à partir de sa mi-course pour les chemins angulaires égaux décrits par la manivelle; en faisant passer une ligne par tous ces points appartenant à la même suspension, on obtiendra les courbes du tiroir à chacune de ces suspensions. Il restera à placer les orifices sur l'épure. Pour cela, après avoir relevé les recouvrements à chacune de ces suspensions, le tiroir étant à mi-course, on les portera à partir de la ligne mn en dessus et en dessous de cette ligne; cela fait par chacun de ces points, on tirera des lignes horizontales qui indiqueront les moments précis d'ouverture et de fermeture des orifices, selon la vue de la marche.

Pour apprécier plus facilement ces moments, on place généralement les orifices d'introduction.

A gauche du dessin et ceux d'évacuation à droite; ces derniers au-dessus ou en dessous des horizontales sont de noms contraires à ceux de l'introduction; ainsi le bas condenseur correspond à BV : une ligne en trait plein indique la courbe du tiroir lorsque la distance $x = o$, des lignes en pointillé indiquent les courbes aux diverses suspensions correspondant aux différentes valeurs de x. On voit par la figure, qu'en faisant varier la valeur de x, c'est-à-dire en mettant le secteur à différentes suspensions, que les tiroirs se sont déplacés et que les recouvrements ont augmenté du côté BV et du côté HC et diminué du côté HC et BV. On voit donc par ce tracé que toutes les parties des courbes entre les points d'ouverture et de fermeture des tiroirs constituent la période d'introduction ou d'évacuation, suivant que l'on considère les orifices d'introduction ou d'évacuation, et que toutes les parties des courbes comprises entre les points de fermeture et de réouverture des orifices appartiennent à la détente, ou à la compression

suivant que l'on considère les orifices d'introduction ou d'évacuation.

Enfin pour obtenir le point de la course du piston correspondant à un point quelconque de la course du tiroir, il suffit de mener une ordonnée par ce dernier point jusqu'à la rencontre de la courbe du piston et de mesurer sur l'échelle tracée sur l'ordonnée médiane la fraction de course parcourue par ce dernier organe.

Le tableau ci-après contient pour chacun des cylindres tous les éléments relevés sur les courbes *1,2,3* et propres à faire connaître la régulation de la machine. On peut voir en suivant les lignes horizontales de ce tableau que quand on augmente la valeur de x; c'est-à-dire à mesure que l'on rapproche le secteur de sa mi-course, certains éléments de la régulation augmentent et d'autres diminuent.

Ceux qui augmentent sont :

L'angle de calage, la détente, l'avance à l'évacuation et l'avance à la compression.

Ceux qui diminuent sont :

La course du tiroir, l'avance à l'introduction, et les ouvertures maximum des orifices tant à l'introduction qu'à l'évacuation.

Il y a évidemment une limite à tous ces changements, limite pour laquelle le rendement de la machine est maximum, cette limite sera donnée par l'emploi du diagramme totalisé.

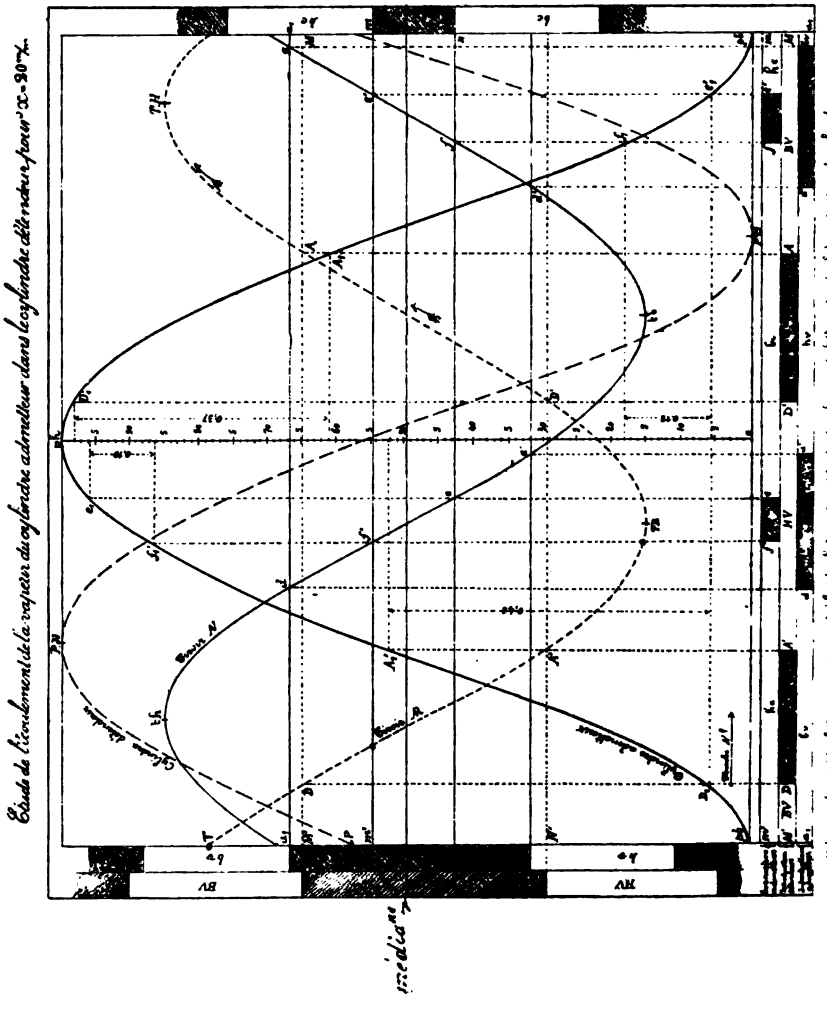
Nous remarquerons en outre sur la courbe de régulation de la figure 1, 2 et 3, que lorsque le secteur est à mi-course, l'angle de calage est de 180°; la course du tiroir n'est plus que de 53 millimètres; la somme des recouvrements à l'introduction étant de 55 millimètres, le tiroir ne découvre plus ces orifices. Cette position convient donc au stoppage de la machine.

Étude de l'écoulement de la vapeur du cylindre admetteur dans le détendeur. — La vapeur s'écoule de l'admetteur dans le réservoir pendant les périodes d'évacuation de ce cylindre et du réservoir dans le détendeur pendant les périodes d'introduction de ce cylindre. La figure 642 représente la régulation des deux machines conjuguées à la suspension normale des secteurs ; cette suspension correspond à $x = 20$ millimètres ; c'est celle qui donne le mouvement le plus régulier à la machine. Sur cette épure, nous pouvons relever :

1° Les périodes d'évacuation du cylindre admetteur de c en f pour le bas condenseur (*nota :* les petites lettres appartiennent à la régulation du petit cylindre et les grandes à la régulation du grand), et $c'm$ par l'évacuation du haut condenseur.

2° Les périodes d'introduction du cylindre détendeur de A en M d'une part, et M'D d'autre part pour l'introduction, et de A'D' pour le haut vapeur. Ces périodes sont reportées sur des bandes super-

posées placées en dessous de l'épure et portant les mêmes lettres que les points similaires de cette dernière. La longueur de ces



bandes représente une révolution complète de la manivelle de l'admetteur à partir de son point mort bas.

Ce tracé nous permettra de faire les remarques suivantes :

1° L'introduction HV dans le détendeur commence avec l'évacuation du *hc* du cylindre admetteur et finit avec l'évacuation *be* de ce dernier cylindre. L'introduction BV commence avec l'évacuation du *be* du cylindre admetteur et finit avec l'évacuation *he* de ce dernier cylindre.

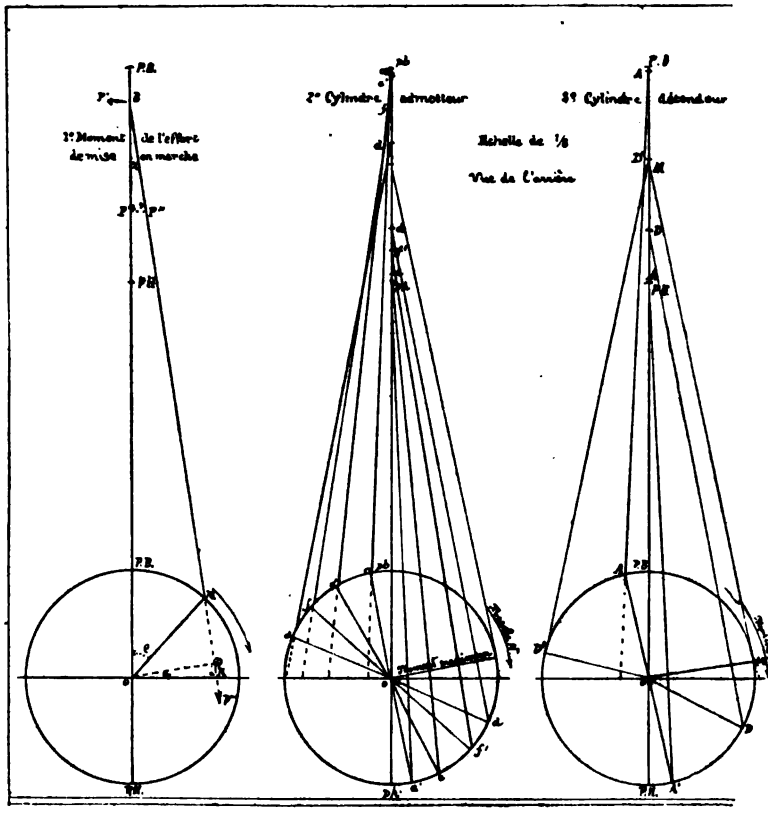


Fig. 648.

2° Pendant les deux périodes *f'e* d'une part et *fe'* d'autre part, représentant les chemins angulaires parcourus par la manivelle du cylindre admetteur pendant que les recouvrements *mn* à l'évacuation du tiroir de ce cylindre passent sur les orifices, il n'y a plus d'écoulement de vapeur du cylindre admetteur dans le réservoir. Or, pendant ces intervalles de temps, les orifices HV et BV

d'introduction du détendeur sont ouverts ; le volume occupé par la vapeur dans le réservoir et dans le cylindre détendeur augmente par suite de la marche du grand piston. Il y a donc, à ces endroits, indiqués par des hachures sur la première bande de l'épure deux chutes de pression dans le réservoir. Ces chutes ont lieu pendant que le piston de l'admetteur parcourt les chemins $f_1'e_1 = 0{,}10$ de sa course montante et $f_1e_1' = 0{,}12$ de sa course descendante.

Pendant les deux autres périodes DA' d'une part et D'A représentant les chemins angulaires parcourus par la manivelle du détendeur pendant que les recouvrements à l'introduction M'N' du grand tiroir passent devant les orifices, il n'y a plus d'écoulement de la vapeur du réservoir dans le détendeur. Or, pendant ces intervalles de temps les orifices *he* et *be* d'évacuation de l'admetteur sont ouverts, la vapeur s'accumule dans le réservoir et y est comprimée par la marche du petit piston. Ces périodes de compression indiquées sur la deuxième bande par des hachures, ont lieu pendant que le petit piston parcourt les chemins $D_1A_1' = 0{,}46$ de sa course montante et $D_1'A_1 = 0{,}37$ de sa course descendante.

En résumé la pression ne reste pas constante dans le réservoir et ses variations sont indiquées par les oscillations continuelles du manomètre placé sur ce récipient. Si elles ne sont pas apparentes sur les courbes relevées par les indicateurs de ces machines (fig. 642) ; c'est que le réservoir a un assez grand volume pour en atténuer les effets, sur certaines machines de torpilleurs, le volume du réservoir est à peu près égal à celui du grand cylindre.

Moment de l'effort de mise en marche. — L'effort total de la vapeur sur le piston est représenté par $\frac{\pi D^2}{4} \times hp$ étant la pression du moment sur le piston et représentée par l'ordonnée du diagramme correspondant à cette position de la course. Cet effort P est transmis en entier sur le pied de la bielle B par l'intermédiaire de la tige du piston. Soit la ligne BP, représentant, à une certaine échelle la direction et la grandeur de cet effort. BM la position de la bielle et OM celle de la manivelle. La force P normale se décompose en deux autres : l'une P' normale à la glissière et déterminant le frottement du guide sur cette glissière et l'autre P'' dirigée selon l'axe de la bielle et produisant seule la rotation ; le moment de P'' par rapport au centre *o* de l'arbre de couche est égal à P'' × *o*D, *o*D étant le bras de levier perpendiculaire à l'axe de la bielle. Le moment de P'' est donc exprimé par P'' × *o*D (1). Menons *o*K perpendiculaire à la ligne des points morts PB, PH ; le point K peut être situé sur la bielle ou sur son prolongement.

Les deux triangles rectangles *o*DK et BPP'' sont semblables ;

comme ayant leurs côtés perpendiculaires chacun à chacun et l'angle aigu α égal et donnent la proportion $\frac{P''}{P} = \frac{oK}{oD}$, rapport qui résulte de la proportion P″ oppose à l'angle droit est à oK dans le petit triangle opposé à l'angle droit, comme P est à oD ; — d'où $P'' \times oD = P \times oK$ et en remplaçant $P'' \times oD$ par sa nouvelle valeur, on a le moment de $P'' = P \times oK$ (2). Donc le moment de la force qui tend à entraîner la manivelle et par suite à produire la mise en marche de la machine est égal au produit de l'effort P indiqué par $\frac{\pi D^2}{4} \times p \times$ par la perpendiculaire oK sur la ligne des points morts, perpendiculaire limitée à la direction de l'axe de la bielle. Ce moment est nul aux points morts de la machine ; car on a $oK = o$, et il est maximum quand la bielle et la manivelle sont perpendiculaires l'une sur l'autre. Lorsqu'on met la machine en marche, la pression est environ de 4 kilogrammes à la chaudière ; la pression atmosphérique règne dans le réservoir intermédiaire et dans le condenseur.

Supposons que la somme des résistances passives de l'appareil contre-balancerait une pression de $1^{kg},200$ par centimètre carré sur les pistons, ce qui suppose un rendement total de l'appareil moteur de $\frac{4^{kg}, - 1^{kg},200}{4} = 0,70$. Cette pression de $1^{kg},200$ agissant comme contre-pression, c'est comme si la pression effective de la vapeur sur les pistons n'était plus que de $2^{kg},800$. La force P calculée avec cette pression sera de $2^{kg},848$. Prenons pour exemple le *Bolny* ou *Doudart de Lagrée*. Lorsque l'ordre est donné de mettre en marche la machine étant balancée, on ouvre la soupape d'arrêt à un tour, puis, beaucoup de mécaniciens commettent l'erreur d'ouvrir en même temps le robinet additionnel et la valve de vapeur. Étudions ce qui va se passer dans les cylindres : pour cela, nous suivrons chacun des pistons pendant une révolution complète de la manivelle de l'admetteur à partir de son point mort bas, ainsi que nous l'avons fait sur la planche n° 3 ; nous composerons ensuite les moments trouvés pour chacun des pistons, et nous obtiendrons le moment réel de la mise en marche. Reportons sur la planche 4, les bandes d'introduction et d'évacuation de la planche 3 représentant les périodes angulaires de la rotation pendant lesquelles les orifices des deux cylindres sont ouverts soit à l'introduction, soit à l'évacuation.

Variation de l'effort de mise en marche sur le piston admetteur. — Soit xy un axe horizontal représentant en longueur la circonférence décrite par la manivelle du petit piston à partir du point mort bas. Supposons que la mise en train soit sur la marche AV, l'écrou à 20 millimètres de l'embase et considérons comme positifs et por-

tés au-dessus de xy, les moments tendant à faire tourner la machine en A' et comme négatifs et portés en dessous de xy les moments qui tendraient à faire tourner la machine en R. Si la machine est arrêtée dans le secteur angulaire représenté par pbd (1), la vapeur entre dans le petit cylindre par le registre de

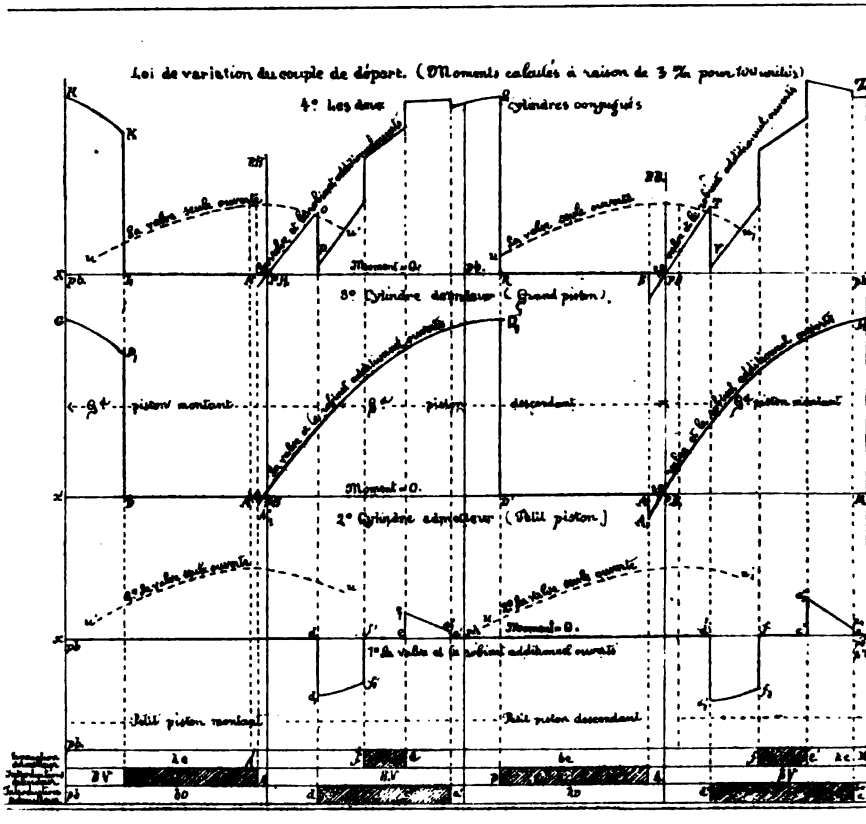


Fig. 643 *bis*.

vapeur et par l'orifice du bas d'une part, et par le robinet additionnel et par l'orifice du haut, d'autre part; le petit cylindre reste donc sans action sur la manivelle. Si la machine est arrêtée dans le secteur df' l'orifice bo est fermé, mais la vapeur entre dans le haut du cylindre par le robinet additionnel et par l'orifice hc, et comme le piston monte elle agit à contresens et produit un

moment négatif porté de d_1 en f_1 (2). (Les moments sont portés à une échelle de 3 millimètres pour 100 unités.) Si la machine est arrêtée dans le secteur $f'c$, les deux orifices sont fermés, le piston ne recevant pas de vapeur est sans action sur la manivelle. Dans le secteur ea', l'orifice bc est seul ouvert, la vapeur entre dans le bas du cylindre par le robinet additionnel et par les arêtes d'évacuation du tiroir, et comme le piston monte encore, elle produit un moment positif porté de $c'_1ma'_1$. Dans le secteur $a'd'$ les deux orifices sont ouverts, la vapeur entre dans le cylindre par le registre et le robinet additionnel et laisse le piston sans action sur la manivelle. Dans le secteur $d'f$, l'orifice bc est ouvert seul, la vapeur pénètre dans le bas du cylindre par le robinet additionnel et par les arêtes d'évacuation du tiroir, et comme le piston descend, elle donne lieu à un moment négatif porté de d'_1 en f_1. Dans le secteur fe' les deux orifices du cylindre sont fermés ; le piston ne recevant pas de vapeur, est sans action sur la manivelle. Dans le secteur $e'a$, l'orifice he est seul ouvert, la vapeur entre dans le haut du cylindre par le robinet additionnel et les arêtes d'évacuation du tiroir, et, comme le piston descend, elle donne lieu à un moment positif porté de e'_1 en a_1. Enfin dans le secteur apb les deux orifices sont ouverts, le piston est sans action sur la manivelle. En résumé lorsque le registre et le robinet additionnel sont ouverts en même temps, le petit piston est sans action sur la manivelle pendant les périodes pbd, fe, ad', fe' et apb, c'est-à-dire pendant les 0,77 de la circonférence décrite par la manivelle ; il agit en sens contraire de la marche pendant les périodes df et $d'f$, c'est-à-dire pendant les 0,11 de la rotation ; il n'agit dans le sens voulu que pendant les périodes ea' et $e'a$, c'est-à-dire pendant les 0,12 seulement de la rotation.

Variation au moment de l'effort de mise en marche sur le grand piston. — La vapeur ne pouvant entrer dans le grand cylindre détendeur que par les arêtes du grand tiroir, nous n'aurons qu'à nous occuper que des périodes relatives à l'introduction. Soit $x'y'$, la ligne horizontale représentant les moments nuls. De x' en D l'orifice BV est ouvert, la vapeur pénètre dans le bas du cylindre et comme le piston monte, elle donne lieu à un moment positif porté de G en D_1. De D en A' les orifices sont fermés, le grand piston est sans action sur la manivelle. De A' en PH, l'orifice HV est ouvert, la vapeur arrive par le haut du cylindre : mais le grand piston monte encore (c'est la période d'avance à l'introduciton du haut); elle agit à contresens du mouvement et donne lieu à un moment négatif porté de A'_1 en PH. En PH, le grand piston est à un point mort haut, le moment est nul. De PH en D', l'orifice HV est ouvert, la vapeur pénètre dans le haut du cylindre, et comme le piston descend elle donne lieu à un moment positif

porté de PH en D'_1. De D' en A, l'orifice HV est fermé, le grand piston est sans action sur la manivelle. De A en PB l'orifice BV est ouvert, la vapeur pénètre dans le bas du cylindre, mais le piston descend encore ; c'est la période d'avance à l'introduction du bas, la vapeur agit à contresens du mouvement et donne lieu à un moment négatif porté de A_1 en PB. En PB, point mort bas du piston, le moment est nul. Enfin de PB en M, l'orifice BV est ouvert, la vapeur pénètre dans le bas du cylindre et comme le piston monte, elle donne lieu à un moment positif porté de PB en M_1. En résumé lorsque le registre et le robinet additionnel sont ouverts en même temps, la vapeur n'agit sur le grand piston que pendant les périodes d'introduction de son cylindre détendeur, elle donne lieu à un moment négatif pendant les périodes d'avance à l'introduction et le moment est nul pendant la détente.

Variation de l'effort réel de mise en marche, les deux machines étant conjuguées. — Si nous ajoutons, ou si nous retranchons, suivant que les portions d'ordonnées sont au-dessus ou au-dessous des horizontales xy et $x'y'$, les portions d'ordonnées de ces courbes placées sur une même verticale, nous obtiendrons une figure HKLNOPQRSTVZ qui nous donnera à chaque instant le moment total tendant à faire partir la machine. Nous voyons qu'avec les dispositions adoptées pour l'ouverture du registre et du robinet additionnel, le moment est nul de L en AV et de R en S, et négatif de N en PH et de S en PB ; donc si la machine est arrêtée dans l'un de ces secteurs, ou bien elle ne partira pas, ou bien elle tendra à faire un mouvement en arrière. En P et en V les moments sont faibles, la machine hésitera peut-être à partir, surtout si elle n'est pas suffisamment échauffée et que par ce fait, la somme des résistances passives soit plus considérable que nous l'avons supposé. Mais, nous remarquerons que, si au lieu de supposer ouverts, en même temps, le registre et le robinet additionnel, où nous ouvrons seulement la valve, la vapeur ne pénétrant dans le cylindre admetteur que par les arêtes d'introduction du tiroir et l'orifice bv, donnerait lieu à des moments positifs portés en 2° et 4° de u en u' et de u_1 en u'_1 et correspondant précisément aux périodes angulaires où les moments étaient nuls, négatifs ou de peu de valeur. On peut donc être assuré qu'en manœuvrant convenablement la vulve ou registre et le robinet additionnel, la machine partira dans toutes les positions des manivelles. Cette manœuvre consistera à ouvrir d'abord le registre. Si l'un des orifices du cylindre admetteur est ouvert, la machine, si le couple de rotation est suffisant par la position de la manivelle, fera un mouvement dans le sens de la marche AV ; mais l'impulsion donnée au piston est insuffisante pour franchir le point mort, on ouvrira le robinet additionnel pour franchir ce point, la machine

aura fait alors plus d'un demi-tour ; nous retomberons, il est vrai, dans le cas du registre et du robinet additionnel ouverts en même temps ; mais les forces d'inertie des pistons et de leur attelage, de l'arbre de couche et de l'hélice qui, dans ces petites machines, n'est pas un volant négligeable, viendront se combiner avec l'action de la vapeur et feront franchir les secteurs où le moment est redevenu nul ou négatif. Si après avoir ouvert le registre, la machine ne part pas, c'est que les orifices du cylindre admetteur sont fermés, on ouvrira alors le robinet additionnel et la machine partira sous l'influence du grand piston. Dès que la machine aura fait quelques tours, on fermera le robinet additionnel, le fonctionnement de la vapeur se fera alors normalement, celle-ci passant successivement du petit cylindre dans le grand cylindre.

Figure représentative du travail de la vapeur dans les cylindres. — Nous admettrons donc ce qui va suivre, qu'à cause des enveloppes isolantes et de l'efficacité des chemises qui entourent les cylindres, la température reste constante dans ces récipients et que par suite la détente suit la loi de Mariotte. Reprenons les courbes 1 et 2 des cylindres admetteur et détendeur et le tableau (1) qui donne tous les éléments de régulation pour la valeur de $x = 20$ millimètres. Pour le moment faisons abstraction des avances à l'introduction, à l'évacuation, à la compression, et ne considérons que les périodes d'introduction de détente et d'évacuation. Nous supposons de plus 1° que la vapeur arrive au cylindre admetteur à la pression de la chaudière, qu'elle s'y maintient constante pendant toute la durée de l'introduction ; 2° que la pression dans le réservoir est la même que celle qui évacue du cylindre admetteur, et s'introduit dans le cylindre détendeur ; 3° enfin que la vapeur évacuée du cylindre détendeur au condenseur a la pression qui règne dans ce dernier. Nous reviendrons ensuite à la réalité pour bien établir la différence qui existe entre les principes théoriques et la pratique.

On connaît : p_0 la pression de la chaudière :

v_0, le volume occupé par la vapeur dans le cylindre admetteur à la fin de la période d'introduction dans ce dernier ;

v, le volume occupé par la vapeur dans le cylindre admetteur à la fin de course du piston de ce cylindre ;

E, le volume de l'espace neutre du cylindre admetteur ;

V_0, le volume occupé par la vapeur dans le cylindre détendeur à la fin de la période d'introduction dans ce cylindre ;

V, le volume occupé par la vapeur dans le cylindre détendeur à la fin de course de ce piston dans le cylindre détendeur ;

E', le volume de l'espace neutre du cylindre détendeur ;

p', la pression au condenseur ;

p, la pression à fin de course dans le cylindre admetteur.

P_0, la pression dans le réservoir ;

P_1 la pression à fin de course dans le détendeur.

Prenons deux axes rectangulaires oX et oy (fig. 644 *bis*). Sur l'axe oX, nous porterons respectivement à partir du point o les volumes occupés par la vapeur à chaque position du tiroir et que nous connaissons; par chaque point ainsi obtenu, nous mènerons une ordonnée et sur chaque ordonnée nous porterons la pression correspondante.

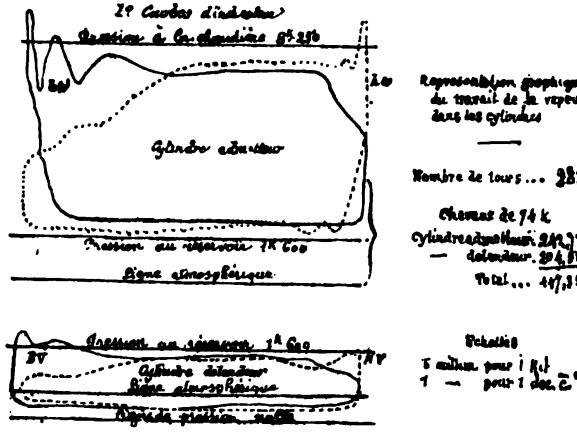


Fig. 644.

Ainsi : ov_0 représente le volume v_0; ov le volume v ; oV_0 le volume V_0 et oV le volume V; ab représente l'espace neutre F et oB l'espace neutre E'.

La vapeur venant de la chaudière à la pression p_0 que nous portons de o en p_0 remplit d'abord le volume de l'espace neutre E sans produire de travail et le piston se met en marche. Tant que l'orifice d'introduction est ouvert, c'est-à-dire de o en v_0 la pression reste constante dans le cylindre et est indiquée par l'horizontale p_0d. A ce moment le tiroir ferme l'orifice d'introduction et la détente commence. Nous avons ainsi introduit dans le petit cylindre un poids ϖ de vapeur à la pression p_0 et occupant le volume v_0. Le poids de cette vapeur est égal au produit du volume v_0 par la densité δ_0 correspondant à la pression p_0 $\varpi = v_0 \delta_0$ (1). Le piston continue sa course en vertu de la force expansive de la vapeur; quand cet organe est arrivé à la fin de sa course, la vapeur occupe le volume v à une pression p que nous ne connaissons pas. Mais nous savons que le poids ϖ de cette

vapeur est toujours le même, et si δ représente sa densité à la pression p, nous aurons encore $\varpi = v\delta$ (2).

Le volume de vapeur v à la pression p est évacué au réservoir et introduit dans le grand cylindre où nous le retrouvons en entier sous le volume V_0, à une pression P_0 que nous ne connaissons pas. Mais nous connaissons le poids ϖ de cette vapeur, et si Δ_0 représente la densité correspondant à la pression P_0, nous aurons encore $\varpi = V_0 \Delta_0$ (3). La vapeur continuant à se détendre pousse le piston du détendeur, et quand il est arrivé au bout de sa course, la vapeur occupe le volume V du grand cylindre à une

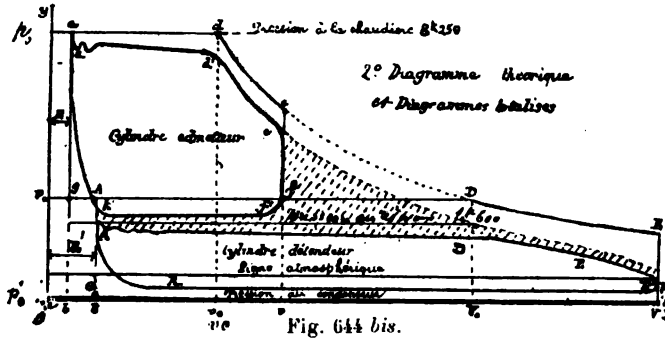


Fig. 644 *bis*.

pression P qui nous est inconnue. Mais c'est toujours le même poids de vapeur qui travaille, et si Δ représente sa densité à la pression P, nous aurons ϖ VΔ (4). La suite des égalités 1, 2, 3, 4, nous donne $v_0\delta_0 = v\delta = V_0\Delta_0 = V\Delta$ (5), et comme d'après notre hypothèse, la température reste constante dans les cylindres, les densités δ_0 δ, Δ_0, Δ sont proportionnelles aux pressions correspondantes p_0, p P_0 et P et l'on peut écrire $v_0p_0 = vp = V_0P_0 = VP$ (6), équation qui nous permettra de déterminer successivement les pressions p, P_0 et P et l'on aura :

$$p = \frac{v_0p_0}{v} \; ; \; P_0 = \frac{v_0p_0}{V_0} \; P = \frac{v_0p_0}{V} \qquad (7)$$

La pression p est portée (fig. 644 *bis*) de v en e, la pression P_0 de V_0 en D et la pression P de V_0 en E. Par les points d, e, D, E faisant passer un trait continu qui représentera pour chacun des cylindres la ligne de changement de volume et de la pression de la vapeur dans ces cylindres, et dans l'hypothèse que nous avons admise. Ce trait n'est autre, d'ailleurs, qu'une portion d'hyperbole équilatère rapportée aux deux axes rectangulaires oX et oy puisque tous ses points répondent à l'équilibre $x \times y =$ constante.

A fin de course du grand piston la vapeur à la pression P est évacuée au condenseur où règne la pression p'. Portons donc cette pression de o en p', par les points p' et D, menons des horizontales qui représentent, l'une P_0D, la pression dans le réservoir et l'autre $p'F$ la pression dans le condenseur ; nous obtiendrons ainsi les figures *adefg* et ADEFG qui représenteraient respectivement pour chacun des cylindres, le travail du poids ϖ de vapeur dépensé pour une course du piston de l'admetteur, si les choses se passaient comme nous l'avons dit au commencement de cette question en supposant la température constante. Mais il y a des modifications à apporter à ces diagrammes par les passages successifs de la vapeur de la chaudière aux cylindres et au condenseur. Ces modifications sont les suivantes : 1° la vapeur n'arrive pas aux cylindres avec la pression de la chaudière ; la perte provient des étranglements de la vapeur à travers les soupapes et les registres, des frottements dans les tuyaux et dans les coudes, des refroidissements extérieurs, enfin de ce que la vapeur ne peut pénétrer dans le cylindre qu'à condition d'y trouver une pression moindre que celle de la chaudière. Si nous nous en rapportons aux courbes d'indicateur ci-jointes et relevées sur la machine du *Doudard*, on voit que la perte de pression est d'environ $0^{kg},500$ à l'entrée dans le petit cylindre ; 2° la pression diminue un peu dans le cylindre depuis le commencement jusqu'à la fin de l'introduction ; cela provient de ce que le tiroir commence à refermer l'orifice très peu après le commencement de la course du piston, tandis que la quantité de vapeur nécessaire pour remplir le volume engendré par cet organe dont la vitesse croît, devrait augmenter.

La dépression s'accentue donc dans le cylindre ; elle est marquée sur la courbe par l'inclinaison $a'd'$ de la portion correspondant à l'introduction, et, aux environs du point d' qui marque la fermeture de l'orifice la courbe s'arrondit. A ce moment précis, la chute de pression est de 1 kilogramme. La détente commence donc dans le cylindre admetteur avec une pression inférieure à celle de la chaudière et donne une courbe $d'c'$ plus ou moins semblable à l'hyperbole équilatère dc, selon que la vapeur est plus ou moins sèche ; 3° en e' se produit l'avance à l'évacuation, la pression baisse rapidement et la courbe s'arrondit, la vapeur s'écoule au réservoir et au bout d'un certain temps f', à peu près sur la verticale du point c', se trouve établie une contre-pression qui reste sensiblement constante jusqu'au point k' où commence la compression. Mais de ce que la détente commence dans le cylindre admetteur avec une pression inférieure de 1 kilogramme à celle qui règne dans la chaudière, la pression d'évacuation P_0' de ce cylindre est évidemment moindre que celle de P_0, et, c'est en effet ce qui existe ; la contre-pression

absolue moyenne, mesurée sur la courbe d'indicateur du cylindre admetteur est de 3 kilogrammes au lieu de $3^{kg},350$ trouvés précédemment ; 4° l'évacuation ferme en K', la vapeur emprisonnée dans le petit cylindre dans l'espace neutre E, à la pression de 3 kilogrammes se comprime, la pression monte suivant une courbe K' a''. Or, il est naturel d'admettre que cette contre-pression se fait selon la même loi que la détente puisque les deux fonctions s'opèrent dans le même cylindre et dans des conditions identiques ; on pourra donc trouver la valeur de la pression à la fin de la compression par un raisonnement analogue à celui que nous avons établi précédemment. En désignant par K la fraction de course correspondant à la compression et par p'_0 la pression à la fin de cette période, on pourra écrire $(E + K) P_0' = E + p'_0$ d'où $p'_0 = \frac{(E + K)}{E} P'_0$, équation qui permet de trouver la valeur de K quand on connaît p'_0 (5°) enfin en a'' l'avance à l'introduction se produit et la pression remonte brusquement jusqu'au d'. La vapeur qui évacue du cylindre admetteur au cylindre détendeur traverse le réservoir avant d'être introduite dans ce dernier cylindre, et il faut pour que l'écoulement puisse se faire que la pression soit plus forte dans le cylindre admetteur que dans le réservoir, et plus forte dans le réservoir que dans le cylindre détendeur. C'est ce que montrent les courbes d'indicateur.

La vapeur arrive au grand cylindre avec $2^{kg},250$ de pression absolue au lieu de 3 kilogrammes trouvés à l'évacuation du petit cylindre, puis il y a une légère dépression dans le cylindre détendeur pendant la période d'introduction. Le manomètre du réservoir indique, par suite, une pression moyenne entre la pression d'évacuation de l'admetteur et la pression d'introduction du détendeur, soit $2^{kg},600$ de pression absolue ou $1^{kg},600$ de pression (trouvés à l'évacuation du petit cylindre, puis il y a une légère dépression dans le cylindre détendeur pendant la période d'introduction. Le degré de pression effective marquée sur le cadran, par l'aiguille de l'instrument). On trouve également que la contre-pression dans le grand cylindre est supérieure de $0^{kg},500$ environ à la pression au condenseur et enfin que la courbe se relève de K' en A, du fait de la compression et de l'avance à l'introduction. En résumé le travail réellement produit dans chacun des cylindres pour une course du petit piston est représenté par les diagrammes $a'd'e'f'k'$ pour le cylindre admetteur et A'D'E'F'K' pour le cylindre détendeur. Comparés aux courbes d'indicateur relevées sur la machine, ces diagrammes sont dits les diagrammes totalisés de ces courbes. Leur ensemble représente, en effet, le travail total de la machine, évolué à l'échelle de pression et de volume employée pour leur construction. Le rap-

port de leurs surfaces à celle du diagramme théorique complet $\frac{a'd'e'f'k' + A'D'E'F'K'}{op_0dEV}$ donne une idée de la perfection de la machine, et peut, par suite, servir à mesurer son rendement.

Degré à introduction dans une machine compound. — Le degré d'introduction dans un cylindre est le rapport $\frac{v^0}{v}$ entre le volume de vapeur introduit et le volume qu'occupe cette vapeur à fin de course de ce piston dans son cylindre. Par analogie, le degré d'introduction ou *introduction effective* dans une machine compound est le rapport $\frac{v_0}{V}$ entre le volume de vapeur introduit dans le cylindre admetteur et le volume qu'occupe cette vapeur à la fin de la course du piston du cylindre détendeur. quand sa détente est entièrement terminée.

Le degré de détente. ou détente effective, le rapport $\frac{v_0}{V}$ ou volume du grand cylindre au volume de vapeur introduit dans le petit.

Machine ordinaire équivalente. — On appelle machine ordinaire équivalente, celle à un seul cylindre de volume V égal au volume du cylindre détendeur de la machine compound dans lequel on introduirait le même volume v_0 de vapeur à la même pression p_0 que celle admise dans le cylindre admetteur de la machine compound, et en laissant détendre cette vapeur librement jusqu'à la fin de course du piston. Le degré d'introduction $\frac{v_0}{V}$ et la pression à fin de course $P = \frac{p_0 \times v_0}{V}$ auraient les mêmes valeurs dans les deux machines, et les travaux produits seraient visiblement équivalents ; avec cet avantage cependant en faveur de la machine ordinaire, c'est que les pertes de diagramme représentées par des hachures dans la figure précédente et causées par le passage de la vapeur du cylindre admetteur dans le cylindre détendeur n'existeraient pas sur la machine ordinaire.

Les considérations suivantes font passer sur cet inconvénient et font généraliser l'emploi des machines compound, et la plus importante est que dans ces machines on peut pousser le degré de détente aussi loin que l'on veut sans nuire au bon fonctionnement des pistons. Ce genre de machines permet donc de bénéficier le plus possible de l'économie qu'on réalise toujours en faisant travailler la vapeur par détente, cette dernière ajoutant du travail sans surcroît de dépenses. D'autres avantages que nous allons énumérer, concourent également à rendre ces machines plus économiques ; ce sont : 1° La perte du travail sur le diagramme précédent et dont nous avons parlé, est en partie

compensée par l'importance moindre des espaces neutres dans les deux cylindres de la machine compound. Dans cette machine, en effet, la diminution du diagramme complet est, du fait des espaces neutres, représentée par la somme des surfaces $P^0gop_0 + P_0ABO$, tandis que dans la machine ordinaire, elle serait représentée par la surface $OB \times Op_0$; de là un nouveau bénéfice sur le travail produit.

2° La pression effective dans le cylindre admetteur est de 6 kilogrammes et de 2 kilogrammes dans le détendeur, tandis qu'elle serait de 8 kilogrammes dans le cylindre unique.

Il résulte de cette différence que les refroidissements causés par les introductions et les évacuations successives de la vapeur sont moins sensibles dans chacun des cylindres de la machine compound que dans le cylindre unique de la machine ordinaire. Pour les mêmes raisons, les pertes de vapeur par les fentes des pistons sont moindres dans la machine compound. En effet, la vapeur qui fuit à travers le petit piston va travailler dans le grand cylindre, et il n'y a en somme de perdue que celle qui peut fuir au travers du grand piston ; or, pour une fuite donnée, il passera moins de vapeur d'un côté à l'autre du piston dans la machine compound, puisqu'il n'y a que 2 kilogrammes de différence de pression entre ces deux forces, qu'il n'en passerait d'un côté à l'autre du piston de la machine ordinaire où il y a 8 kilogrammes de différence entre les deux forces. Si bien que, malgré les pertes de travail provenant du fonctionnement des machines compound, la chaleur dépensée à la chaudière pour un travail donné est notablement moindre que dans les machines ordinaires, ce que l'on constate par l'économie du charbon obtenue; 3° dans la machine ordinaire, la charge totale que devront supporter les pièces mobiles sera représentée par $8^k \times S$ et toutes ces pièces devront être calculées en conséquence; tandis que dans la machine compound, la charge sera $(6^k \times o)$ sur le petit piston et $2^k \times S$ sur le grand, s et S représentant la surface de ces pistons, les pièces de celle-ci pourront donc être plus légères. La diminution du poids qui en résultera sera encore augmentée par la diminution de l'approvisionnement en combustible, la machine étant plus économique ; 4° enfin une machine compound forme à elle seule un appareil complet, tandis qu'il faudrait au moins deux machines ordinaires conjuguées sur le même arbre pour constituer un appareil marin. Tels sont les principaux avantages qui ont fait adopter les machines compound et principalement sur les torpilleurs.

Recherches de la suspension des secteurs de la mise en train la plus favorable au rendement et à la marche de la machine. Travail maximum aux cylindres correspondants au minimum de fatigue de la chaudière. — On reconnaîtra que les secteurs sont à leur suspen-

sion la plus favorable, lorsque les courbes d'indicateur relevées sur la machine et totalisées, comme nous venons de l'indiquer précédemment, donneront le diagramme le mieux rempli. Dans la recherche qui nous occupe, nous devrons donc étudier sur le diagramme les conditions les plus favorables de la régulation, puis se reporter au tableau précédent contenant les différentes suspensions et voir la suspension la plus convenable pour cette régulation. Deux causes principales peuvent diminuer, dans des proportions notables, la grandeur des diagrammes : ce sont les étranglements des orifices, tant à l'introduction qu'à l'évacuation et les périodes de compression exagérées. Or, on peut voir sur les courbes de régulation (fig. 1, 2, 3, 4) et sur le tableau des diverses suspensions, que par suite de la diminution de la course du tiroir et de l'augmentation de l'angle de calage, les ouvertures maximum des orifices diminuent et que les périodes de compression augmentent à mesure que l'on rapproche les secteurs de leur demi-course. Si la période de refoulement était calculée pour chacun des cylindres de manière que la pression dans l'espace neutre fût, au moment de l'avance à l'introduction, juste égale à la pression de la vapeur affluente, il n'y aurait pas de vapeur à dépenser pour remplir cet espace, et la consommation de vapeur se bornerait au volume engendré par le petit piston pendant la période d'introduction. La vapeur comprimée dans l'espace neutre par la marche du piston s'opposerait, il est vrai, au mouvement de cet organe, mais après sa compression, elle se détendrait de nouveau avec la vapeur admise et restituerait en grande partie le travail primitivement perdu. Telle sera donc la limite que l'on devra chercher à obtenir pour avoir la meilleure utilisation de la vapeur. En effet, une période de refoulement plus faible (tracé 2° pointillé sur la figure 5) amènerait un surcroît de dépense de vapeur sans une augmentation proportionnelle du travail et si cette période était plus grande, la vapeur serait refoulée du cylindre vers la chaudière; la courbe ferait un crochet comme l'indique le tracé 3° ; la dépense de vapeur serait la même, le travail considérablement réduit et la rotation de la machine perdrait de sa régularité.

Soit donc (fig. 174) :

k, la période de refoulement telle qu'à l'introduction, la pression dans l'espace neutre soit égale à la pression affluente dans le cylindre ;

$p_0 = p_0 - 0^{kg},500$, la pression absolue affluente au cylindre admetteur ;

$p''_0 = p_0 - 1$ kilogramme, la pression absolue dans le cylindre admetteur au commencement de la détente;

P'_0, la pression absolue d'évacuation du cylindre admetteur :

v_0, le volume d'introduction dans le cylindre admetteur;

V_0, le volume d'introduction dans le cylindre détendeur;

E, le volume de l'espace neutre augmenté du volume du cylindre correspondant à l'avance à l'introduction.

La vapeur d'évacuation du petit cylindre à la pression P'_0 est refoulée dans le cylindre pendant une fraction k de sa course et

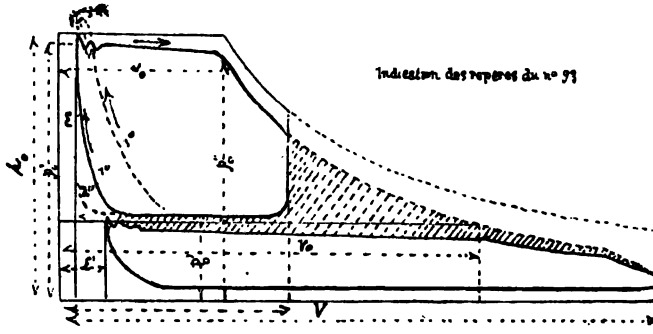


Fig. 645.

dans l'espace neutre E. Au moment où ce volume est réduit à cet espace E, la pression doit être P'_0. On peut donc écrire :

$$P'_0 (k + 1) = p'_0 \times E \qquad (1)$$

d'où l'on tire :

$$k = E \frac{(p'_0 - P'_0)}{P'_0} \qquad (2)$$

On obtient d'autre part la valeur de la pression P'_0 par l'équation y précédemment établie pour la puissance des machines.

$$P'_0 = \frac{v_0 p_0''}{V_0} \qquad (3)$$

Supposons la machine lancée à toute vapeur et la pression effective à la chaudière à 9 kilogrammes marqués par le manomètre ce qui fait 10 kilogrammes de pression absolue.

Nous connaissons :

$E = 0^{m3},35$, le volume de l'espace neutre du petit cylindre ;

$E' = 8$ décimètres cubes, le volume de l'espace neutre du grand cylindre ;

$v = 38$ décimètres cubes, le volume engendré par le petit piston pendant sa course ;

$V = 100$ décimètres cubes, le volume engendré par le grand piston pendant sa course. En nous reportant au tableau représentant les différentes périodes d'introduction pour chaque suspension du secteur. Nous pourrons alors former le tableau suivant qui don-

nera pour chacune des suspensions la valeur k la plus favorable au travail de la vapeur et au jeu de la machine. Ce tableau met en évidence ce fait digne de remarque : que pour une même pression à la chaudière, la soupape d'arrêt et la valve étant ouvertes en grand, la valeur de la pression d'évacuation du cylindre admetteur P_0 reste constante. Il doit en être de même évidemment de la pression moyenne du réservoir. Ce résultat provient d'ailleurs de ce que la régulation était sensiblement la même dans les deux cylindres, les valeurs de v_0 — de V_0 variant dans le même rapport d'une suspension à l'autre. C'est une remarque qui nous permettra de constater le bon fonctionnement des organes de la machine. En effet, toute pression dans le réservoir supérieure à P'_0 décèlerait des fuites au petit piston, et si cette pression tombait beaucoup en dessous de cette valeur, c'est qu'il y aurait des fuites au grand piston. Rappelons-nous que la pression P'_0 est exprimée en pression absolue et qu'elle est supérieure de $0^{kg},250$ environ à la pression du réservoir. Le manomètre placé sur ce récipient marquera par conséquent environ $2^{kg},150$ pour 9 kilogrammes de pression à la chaudière. Quoi qu'il en soit, la valeur de la compression ne devra jamais être supérieure aux 0,16 de la course du piston et si à ce nombre on ajoute l'avance à l'introduction qui n'est que de 0,004 à la suspension extrême, on aura la valeur de l'avance à la compression pour la régulation la plus favorable au rendement et à la rotation de la machine. Si maintenant nous nous reportons au tableau des diverses suspensions, nous trouverons que cette avance à la compression (0,164) correspond à la suspension pour laquelle $x = 20$ millimètres. Nous l'appellerons suspension normale de marche. La valeur de k calculée pour le grand cylindre donne 0,24 de la course du piston. Or, d'après le tableau des suspensions, l'avance à la compression pour $x = 20$ millimètres se fait aux 0,12 de la course. La régulation sera donc bonne pour ce cylindre, comme elle l'est pour le cylindre admetteur. Il résulte de cet exposé que si l'on veut diminuer la vitesse de la machine, il ne faudra pas chercher à obtenir cette diminution dans la réduction de la période d'introduction par le rapprochement des secteurs vers leur demi-course. On devra étrangler la valve de vapeur et diminuer la pression à la chaudière si cela est nécessaire. Avec 5 kilogrammes de pression au manomètre de la chaudière, on peut marcher de 15 à 16 nœuds ; dans ces conditions la pression effective moyenne au réservoir sera de $0^{kg},700$ et la suspension la plus convenable correspond encore à $x = 20$ millimètres. Enfin on obtient facilement la petite vitesse de 12 nœuds avec 3 kilogrammes de pression à la chaudière indiquée au manomètre. Dans ces nouvelles conditions, la pression effective au réservoir se maintient à o et la suspension la plus convenable correspond toujours à $x = 20$ millimètres. En résumé cette suspension con-

vient à toutes les pressions non seulement au point de vue de la compression, mais encore à celui des ouvertures des orifices. Ces orifices s'ouvrent des 3/4 du côté de l'introduction et démasquent en entier du côté de l'évacuation. On remarquera en outre qu'à cette suspension, l'angle de calage des tiroirs est de 125°; que les angles parcourus par les manivelles pendant les périodes d'introduction du haut et du bas des cylindres sont à peu près égaux et que par suite le mouvement de rotation de la machine est régulier; enfin que les avances à l'introduction et à l'évacuation sont bien proportionnées. On ne devra se départir de cette suspension que dans deux cas : 1° pour la mise en marche où les secteurs pourront être poussés à bloc pour augmenter les chances de départ avec le cylindre admetteur seul; 2° dans le cas où l'on voudra utiliser la contre-pression due au refoulement pour diminuer le travail produit sur les pistons et obtenir une vitesse très faible, 6 à 8 nœuds par exemple.

DÉTERMINATION DE LA PUISSANCE

La puissance des machines est évaluée : 1° en chevaux effectifs de 75 kilogrammètres; 2° en chevaux nominaux de 300 kilogrammètres. Pour évaluer cette puissance on se sert de courbes d'indicateur qui donnent les pressions effectives moyennes sur chacun des pistons. Soit d le diamètre du petit piston en mètres et p la pression effective moyenne en kilogrammes par centimètre carré; D et P les valeurs correspondantes du grand piston, C la course commune et N le nombre de tours par minute. Pour chaque cylindre le travail en kilogrammètres est égal au produit de l'effort par le chemin parcouru par le piston, évalué en kilogrammes par centimètre carré par le chemin parcouru par cet organe; évalué en mètres par l''.

$$tr \text{ en kilogrammètres} = \frac{\pi d^2 \times 10\,000 \times p^{kg}}{4} \times \frac{2CN}{60}$$

tr en chevaux de 75.

$$tr \text{ en chevaux} = \frac{\pi d^2 \times 10.000 \times p^{kg}}{4 \times 75} \times \frac{2CN}{60}.$$

expression que l'on peut mettre sous la forme

$$t = \frac{\pi \times 10.000 \times d^2\, CNp^{kg}}{4 \times 75 \times 60},$$

ou bien encore

$$t = \frac{d^2CNp^{kg}}{\left(\dfrac{4 \times 75 \times 60}{\pi \times 10.000 \times 2}\right)} = \frac{d^2CNp^{kg}}{0,28647}$$

et pour le grand cylindre

$$t' = \frac{D^2CNP^{kg}}{0,28647}.$$

En faisant la somme de ces deux travaux t et t' on obtiendra :

$$T \text{ en chevaux de 75 kilogrammètres} = \frac{CN}{0,28647}\left(d^2p + D^2P\right)$$

La force des machines des torpilleurs du type *Balny* a été trouvée de 155 chevaux de 75 kilogrammètres à 200 tours, 312 à 250 et 530 à 300 tours. La force prévue est de 620 chevaux pour 320 tours.

Calcul de l'effort exercé sur le palier de butée lorsqu'on connaît la vitesse du navire et le travail sur les pistons. — Appelons :

T' le travail en kilogrammes sur les pistons.

K le coefficient de rendement total sur l'hélice.

F^{kg} l'effort de la poussée exercé par l'hélice sur le liquide lequel est rigoureusement égal à l'effort exercé sur le palier de butée.

V la vitesse du bâtiment en milles.

Le travail moteur réellement utilisé par le propulseur dans une seconde sera $T \times K$.

Considérons le navire en route libre et animé d'un mouvement uniforme, sa vitesse à la seconde sera 0,514 V (1 mille à l'heure correspondant à 0,514 par seconde) et le travail résistant du navire sera $F \times 0,514$ V.

En vertu du principe de la transmission de travail dans le cas d'équilibre dynamique, nous pourrons poser :

$$T \times K = F \times 0,514 \text{ V}.$$

d'où l'on tire : $$F \text{ kilogramme} = \frac{T \times K}{0,514 \text{ V}} \qquad (1)$$

L'effort exercé sur le palier de butée est donc directement proportionnel au travail sur les pistons et au coefficient de rendement, il est inversement proportionnel à la vitesse du navire. C'est ce qui explique les échauffements qui se manifestent parfois au palier de butée lors d'un fort vent de bout ou d'une grosse mer debout; car, dans ce cas V diminue notablement malgré la constance des termes T et K.

Si V devenait nul, la formule[1] nous fournirait

$$TF = \frac{T \times K}{0} = \infty$$

Cela semblait indiquer que le palier de butée devrait s'arracher lorsqu'un bâtiment fait des expériences de traction au point fixe;

mais il convient de remarquer que si la vitesse du navire est nulle, il n'en est pas de même de la vitesse de l'eau qui est chassée à l'arrière.

Le travail développé par la machine, en ces circonstances, est employé non à faire avancer le bâtiment mais bien à chasser l'eau sur l'arrière ; c'est par suite la vitesse du liquide qui doit entrer dans notre formule.

En désignant par P le pas de sortie de l'hélice et par N le nombre de tours à la minute, la vitesse par seconde du courant qui se forme à l'arrière sera $\frac{P \times N}{60}$.

Nous aurons donc pour le cas qui nous occupe :

$$T \times K = F \times \frac{P \times N}{60} \quad \text{d'où } F = \frac{T \times K \times 60}{P \times N} \qquad (2)$$

L'effort sur le palier de butée est donc inversement proportionnel au pas et au nombre de tours. Si P devenait infini, ou en d'autres termes, si les branches de l'hélice devenaient des pales implantées suivant l'axe de l'arbre, la formule fournirait :

$$F = \frac{T \times K \times 60}{\infty} = 0$$

Ce résultat se comprend facilement car, dans ce cas, tout le travail développé par la machine serait employé à chasser l'eau dans une direction perpendiculaire à l'axe de l'arbre et il n'y aurait pas de poussée sur la butée.

Si F devenait nul, c'est-à-dire si l'hélice devenait un disque implanté perpendiculairement à l'axe de l'arbre, la formule fournirait :

$$F = \frac{I \times K \times 60}{0} = \infty$$

De prime abord ce résultat semble impossible, mais il convient de remarquer que, si r devient égal à o, on a également $K = o$, c'est-à-dire que le travail développé par la machine est employé entièrement pour vaincre les résistances passives.

Calcul du coefficient K. — Lors des expériences de traction au point fixe, l'effort de traction accusé par le dynanomètre, est nécessairement égal à l'effort F exercé sur le palier de butée.

Si, de la formule 2 nous tirons la valeur de K, il vient :

$$K = \frac{F \times P \times N}{T \times 60} \qquad (3)$$

Proposons-nous de calculer K à l'aide d'un exemple numérique. Dans les expériences de traction au point fixe, une machine à développé 2 000 chevaux, indiqué le pas de l'hélice P = 5 mètres, le nombre de tours N = 40 et l'effort de traction accusé par le dynamomètre = 2 700 kilogrammes; on demande le coefficient K de rendement sur l'hélice ?

En remplaçant dans la formule 3 les quantités par leur valeur, il vient :

$$K = \frac{27.000 \times 5 \times 40}{2.000 \times 75 \times 40} = \frac{3}{5} = 0,60.$$

TABLE DES MATIÈRES DU PREMIER VOLUME

CHAPITRE I

DESCRIPTION DES MACHINES

Définition d'une machine en général 1-2
Classification des machines marines :
1° Au point de vue des propulseurs . . . . . .
2° Au point de vue de la pression à laquelle elles fonctionnent.
3° Au point de vue du mode d'introduction de la vapeur dans les cylindres. 2-6
Classement des machines Woolf, première catégorie 6-10
Classement des machines Woolf, deuxième catégorie 10-14
Classement des machines au point de vue de la position des cylindres et de leur groupement 15-18
Classement des machines au point de vue du mode de transmission du mouvement du piston. 18-23
Classement des machines au point de vue de l'évacuation de la vapeur. 23-26
Classement des machines marines, moyenne pression, horizontale. 26-27
Haute pression, machine horizontale 27-28
Machine verticale à haute pression. 28-31
Classement des machines au point de vue du propulseur 31-34
Organes qui constitue l'ensemble d'une machine . . . . . .
1° Plaque de fondation. 34-36
2° Les cylindres et accessoires. 36-64
3° Les pistons, leurs détails. Différents pistons, tiges traverses, patins, presse étoupes 64-118
4° Tiroir et accessoires. 118-155
5° Détentes variables, Différents systèmes. 155-187
6° Mises en train. Différentes mises en train. 187-289
7° Arbre moteur, manivelle excentrique. 289-310
8° Bielle motrice. Différents systèmes, confroncts, paliers, paliers de butée d'étambot, lignes d'arbres 310-364
Vireur, embroyage joint à la cordon. Considération sur le frottement. 364-379
9° Condenseur, son but, formes diverses et volumes des condenseurs, définition ; condenseurs pur mélange, par surface, organes d'injection et de circulation de l'eau de condensa-

tion, réfrigérant à produire l'eau douce. condenseur des machines auxiliaires, machine auxiliaire de ces derniers, fixation des tubes des condenseurs 379-438
10° Pompe à air, leur but. Différents systèmes des pompes à air. Travail approximatif d'une pompe à air 438-468
Force centrifuge, théorème de Poncelet 468-475
11° Pompe centrifuge, Neut et Dumont. Différentes dispositions. 475-481
12° Pompe alimentaire. Différents systèmes 481-506
13° Pompe de cale, Différents systèmes, botte égytienne, éjecteur 506-511
14° Registres régulateurs pour la vapeur. Différents systèmes et robinets. 511-519
15° Graisseurs. Différents systèmes. 519-526
Nouveau générateur Belleville avec économiseur 526-528
Teintes conventionnelles des tuyaux 528
Schéma des types des machines marines 529-532

CHAPITRE II

MONTAGE DES MACHINES

Instruments employés, repérés, pris pendant la construction, pendant le montage à l'atelier, plan diamétral, détermination de l'affaissement que prend le navire en bois par sa mise à flot. . . 533-536
Détermination du plan de pose. 536-540
Vérification de la plaque de fondation. 540
Montage des pièces mobiles 540-545
Vérification des glissières 545-546
Montage d'une machine à hélice à trois cylindres. 546-549
Montage d'une machine horizontale sans plaque de fondation . . 549-550
Montage d'une machine à pilon à trois cylindres 551-554
Montage des pièces mobiles d'une machine à 3 cylindres. . . . 554-561
Vérification et rectification du montage. 561-567
Vérification de la longueur d'une bulle 567
Vérification de la ligne d'arbre 567-570
Rectification de l'arbre moteur en employant le plan auxiliaire . 570-571
Montage des chaudières 571-574

CHAPITRE III

PROPULSEURS, ROUES

Construction des roues, centre d'action. 575-577
Cercle roulant, éléments des roues, par diamètre-angle d'entrée, immersion. Installation des roues en porte à faux, fixation des pales 577
Roues à aubes articulées. 577-578

Démonter les aubes à la mer. 578
Hélice. Définition, inclinaison de l'hélice, construire la projection verticale d'une hélice, hélice propulsive, génération de l'hélice à deux ailes, fraction de pas partielle, fraction de pas totale, détermination du pas de l'hélice. 578-585
Pas d'entrée, pas de sortie, pas moyen. 585-586
Tracé du triangle rectangle qui donne l'inclinaison de l'hélice, relation entre le pas et le diamètre, influence de la fraction de pas sur l'utilisation de l'hélice, nombres d'ailes 586-587
Classification des hélices, au point de vue de la génératrice, au point de vue de la directrice. 587-589
Directrice droite, courbe, brisée ou mixte, à pas croissant etc. .
Description et détails de construction des hélices. Tracé d'une hélice 589-596

CHAPITRE IV

RÉGULATION

Production de la vapeur, son mode de distribution et son emploi dans les machines vapeur sur chauffée, densité de la vapeur saturée ou non. 597-602

CHALEUR

Phénomènes généraux. 602-607
Thermomètre degré de température. — Calibration du tube, remplissage graduation, détermination du point 100° . . . . . .
Construction de l'échelle. Différentes échelles thermométriques . 607-609
Formation de la vapeur. Évaporation. Circonstances qui facilitent et accélèrent l'évaporation. Ébullition. Ses lois 609-612
Influence des substances en dissolution dans les liquides sur la température d'ébullition 612-614
Influence de la pression sur la température de l'ébullition. Température de la vapeur. Théorie de l'ébullition. Caléfaction, état particulier de l'eau, état sphéroïdal. 614-616
Capacité des corps pour le calorique, capacités calorifiques . . . 616-617
Méthode des mélanges 617-618
Usage des nombres qui expriment les quantités calorifiques. . . 618-620
Production de la vapeur en vase clos. 620-621
Lois du mélange des gaz et des vapeurs 621-622
Coefficients moyens de dilatation 622-623
Détermination des coefficients moyens de dilatation, applications numériques 623-626
Formules relatives à la dilatation des gaz. 626-627
Presssion de la vapeur, pression absolue, pression effective, contre-pression, vide absolu, vide effectif, vide moyen du cylindre. 627-632
Distribution et jeu de la vapeur, fonctionnement élémentaire . . 632-634

Chaleur latente, chaleur sensible, température, économie réalisée de combustible par l'emploi de l'eau d'alimentation 634-636
Distribution et jeu de la vapeur dans les cylindres, expression élémentaire du travail 636-641
Détente de la vapeur. 641-644
Diminution de la période d'introduction dans les cylindres, déterminer l'avance à l'introduction, étude de la détente naturelle dans les machines Woolf, introduction effective 644-649
Détermination du diagramme pratique 649-650
Expression du travail théorique de la vapeur, avec l'emploi de la détente pour un coup de piston. 650-652
Inconvénients de la détente, détente fixe, détente variable. Emploi de la détente fixe et de la détente variable 652-658
Distribution de la vapeur par un tiroir, course du tiroir 658-660
Explication élémentaire du jeu du tiroir en coquille, du tiroir en D. 660-664
Modification de l'angle de calage et de la hauteur des barrettes à l'introduction. 664-667
Analyse de la distribution de la vapeur, avec un tiroir à recouvrement et avec angle d'avance ouverture maximum des orifices, détente naturelle, avance à l'évacuation, compression, avance à l'introduction, diverses manières d'évaluer les avances. . . 667-671
Résumé des fonctions du tiroir. 671-672
Valeur moyenne des éléments de la distribution, grandeur des orifices, course du tiroir. Recouvrement à l'introduction et à l'évacuation, avance à l'introduction et à l'évacuation. Angle de calage. Manivelle fictive, moyen à employer pour déterminer la manivelle fictive 672-676
Angle de calage, point d'attache de la tige du tiroir. 676-679
Analyse de la distribution de la vapeur avec un tiroir en D . . . 679-680
Remarque concernant les machines horizontales à trois cylindres égaux Woolf. 680-681
Représentation graphique du tiroir en coquille 681-684
Principe de renversement de marche, angle de toc 684-689
Régulation d'un tiroir, courbe de régulation, relevé des éléments nécessaires, axe tracé de cette courbe, division du contour de l'arbre, analyse des fonctions du tiroir d'après le tracé de cette courbe. 689-702
Changements résultant d'une variation de l'angle de calage, changements résultant d'une modification du point d'attache, changements qu'éprouve la régulation par le fait de la diminution ou de l'augmentation de la hauteur d'une barrette 702-704
Trace d'une courbe de régulation pour un tiroir en D 704-707
Problèmes divers sur l'épure de régulation 707-710
Influence de l'obliquité des bielles sur la régulation du tiroir, rectification de la suspension du tiroir. Rectification du calage, montage du tiroir d'après une courbe de régulation, régler le point d'attache, calage des excentriques, détermination des butoirs 710-719
Calage de la grande roue dentée, mise en Train Mazeline. . . . 719-724
Tracé d'une courbe circulaire de régulation. 724-727

Déterminer approximativement les éléments d'un tiroir pour une machine en projet. 727-728
Détermination rigoureuse des éléments d'un tiroir à l'aide de l'épure sinusoïdale. 728-731
Détermination des éléments d'un tiroir au moyen de l'épure naturelle 731-735
Impossibilité d'obtenir de faibles périodes d'introduction avec un tiroir unique. 735-736
Régulation des détentes variables, conditions auxquelles doit satisfaire une détente variable 736-751
Tracé d'une épure de régulation obtenue à différentes suspensions du secteur de Stephenson, secteur à bielles décroisées, à bielles croisées, vérification et rectification, à l'aide d'une courbe de régulation, du montage du tiroir conduit par un secteur de Stéphenson 761-766
Travail des machines. Description des indicateurs de pression. Différents types d'indicateurs. 766-835
Indicateur, Paul Garnier, Richard, Martin Grosby. Tracé et analyse d'une courbe d'indicateur, indications à porter sur les diagrammes. Détermination de la pression absolue, de la pression effective et de la contre-pression à un point donné de la courbe. La surface d'un diagramme représente le travail effectif développé par la vapeur sur la face du piston sur laquelle le diagramme a été relevé. Calcul de l'effort moyen à l'aide des ordonnées d'une courbe. Calcul de la puissance d'une machine. Comparaison entre les tensions accusées et les pressions indiquées par le manomètre des chaudières. Poids de vapeur dépensé par cheval indiqué et par heure. Détermination du pouvoir calorifique d'un combustible d'après le poids de vapeur dépensée.
Formes diverses des courbes d'indicateur dans les machines ordinaires. Introduction naturelle, registre ouvert en grand. Courbes obtenues par le secteur Stéphenson à différentes suspensions.
Travail des machines Woolf ou compound, machines Woolf à points morts concordants, machines Woolf à cylindre bout à bout. Diagramme théorique des machines Woolf . . . . . .
Machines Woolf à points morts discordants, à deux cylindres côte à côte à 90°, prroduction de la détente au Woolf 835-840
Formes comparées d'une machine Woolf à deux cylindres côte à côte à points à 90° d'après l'étude sommaire faite précédemment. 840-843
Diagrammes pratiques d'une machine Woolf à deux cylindres. . 843-844
Machine Woolf à trois cylindres côte à côte à points morts à 120° ou 90° et 135°. 844-846
Historique succinct des machines Woolf à trois cylindres, causes qui ont amené la suppression du réservoir intermédiaire . . . 846-847
Production de la détente au Woolf dans les machines Woolf à trois cylindres égaux, calage à 120° 847-856
Diagrammes pratiques d'une machine Woolf à trois cylindres côte à côte points morts 90° et 135°. 856
Étude sommaire de l'influence des modifications que subit le travail dans les divers cylindres d'une machine Woolf à trois

cylindres égaux par le fait d'une variation dans les périodes d'introduction. 856-861
Calcul de la puissance effective des machines Woolf au moyen des courbes d'indicateur. 861-862
Courbes des volumes en communication et courbes d'indicateur. 862-872
Déterminer l'effort de rotation au moyen de courbes d'indicateur. 872-875
Application des machines Woolf sur les Torpilleurs. 875-882
Moment de l'effort de mise en marche, variation de l'effort de mise en marche sur le piston, variation du moment de l'effort de mise en marche sur le grand piston 882-886
Variation de l'effort réel de mise en marche, les deux machines étant conjuguées. 886-887
Figure représentative du travail de la vapeur dans les cylindres. 887-892
Machine ordinaire équivalente 892-893
Recherches de la suspension des secteurs de la mise en train la plus favorable au rendement et à la marche de la machine . . 893-897
Détermination de la puissance 897-898
Calcul de l'effort sur le palier de butée, lorsque l'on connaît la vitesse du navire et le travail sur les pistons 898-900

ÉVREUX, IMPRIMERIE DE CHARLES HÉRISSEY

89089676886

B89089676886A

89089676886

b89089676886a